

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉE À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M.ing.

PAR
FRANÇOIS TARDY

SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT PAR STOCKAGE THERMIQUE À L'AIDE
DE CALODUCS

MONTRÉAL, LE 3 MAI 2005

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Stanislaw Kajl, directeur de mémoire
Directeur, Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Samuel Sami, codirecteur de mémoire
Département de génie mécanique à la Faculté d'ingénierie de l'Université de Moncton

M. Louis Lamarche, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stéphane Hallé, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 29 AVRIL 2005

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT PAR STOCKAGE THERMIQUE À L'AIDE DE CALODUCS

François Tardy

RÉSUMÉ

L'usage du stockage thermique pour diminuer des charges de refroidissement devient de plus en plus commun à travers le monde. Souvent, de l'eau est gelée et de la chaleur latente est accumulée dans des réservoirs, et une saumure ou de l'eau de fonte sont circulés pour les décharger.

La possibilité d'utiliser un autre moyen de décharger le réservoir est discutée. La saumure est abandonnée et remplacée par des caloducs.

Un modèle théorique et un montage expérimental ont été développés par l'auteur. Trente-deux caloducs d'un diamètre de ¼ pouces ont été positionnés dans un réservoir de 80 litres et dans un courant d'air chaud. Le réservoir a été rempli de glace et de neige, ainsi qu'un mélange de chlorure de potassium.

Lors des expériences menées sur la géométrie spécifique du montage, la quantité de chaleur transportée a varié entre 0,2 et 1,2 kW, dépendant de la différence de température et du temps écoulé depuis le début de l'expérience. Le modèle théorique a tenu compte de la géométrie du système et suit le résultat expérimental de près.

L'avantage principal de ce système est qu'une pompe n'est plus requise pour circuler une saumure. Les caloducs demandent moins de maintenance et un montant réduit de tubes pour transférer la chaleur. Ce système serait utile sur des camions transporteurs, où la glace pourrait être formée lors du fonctionnement du camion et déchargée lors du sommeil de l'opérateur à l'arrêt du camion.

Une plus grande diffusion de chaleur serait atteinte si les caloducs occupaient un volume plus important dans le réservoir et étaient mieux dispersés.

Les caloducs pourraient devenir un moyen populaire de distribuer de l'énergie à un réservoir de stockage thermique froid ou chaud. Ils sont efficaces, requièrent une faible maintenance et fonctionnent bien dans de petites applications où l'énergie est limitée lors du déchargement.

SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT PAR STOCKAGE THERMIQUE À L'AIDE DE CALODUCS

François Tardy

SOMMAIRE

L'usage du stockage thermique pour diminuer des charges de refroidissement devient de plus en plus commun à travers le monde. Souvent, de l'eau est gelée et de la chaleur latente est accumulée dans des réservoirs, et une saumure ou de l'eau de fonte sont circulés pour les décharger.

La possibilité d'utiliser un autre moyen de décharger le réservoir est discutée. La saumure est abandonnée et remplacée par des caloducs.

Un modèle théorique et un montage expérimental ont été développés par l'auteur. Trente-deux caloducs d'un diamètre de 1/4 pouces ont été positionnés dans un réservoir de 80 litres et dans un courant d'air chaud. Le réservoir a été rempli de glace et de neige, ainsi qu'un mélange de chlorure de potassium.

Lors des expériences menées sur la géométrie spécifique du montage, la quantité de chaleur transportée a varié entre 0,2 et 1,2 kW, dépendant de la différence de température et du temps écoulé depuis le début de l'expérience. Le modèle théorique a tenu compte de la géométrie du système et suit le résultat expérimental de près.

L'avantage principal de ce système est qu'une pompe n'est plus requise pour circuler une saumure. Les caloducs demandent moins de maintenance et un montant réduit de tubes pour transférer la chaleur. Ce système serait utile sur des camions transporteurs, où la glace pourrait être formée lors du fonctionnement du camion et déchargée lors du sommeil de l'opérateur à l'arrêt du camion.

Une plus grande diffusion de chaleur serait atteinte si les caloducs occupaient un volume plus important dans le réservoir et étaient mieux dispersés.

Les caloducs pourraient devenir un moyen populaire de distribuer de l'énergie à un réservoir de stockage thermique froid ou chaud. Ils sont efficaces, requièrent une faible maintenance et fonctionnent bien dans de petites applications où l'énergie est limitée lors du déchargement.

A STUDY OF THE USE OF HEAT PIPES IN THERMAL STORAGE FOR COOLING

François Tardy

ABSTRACT

The use of thermal storage to aid in the cooling of buildings or processes is becoming more and more commonplace around the world. One method of doing so is by freezing water in large tanks to form ice and accumulate latent heat, and using either a brine solution or "meltwater" to discharge it.

A new method of discharge is discussed. We turn away from a liquid brine solution and move to the use of heat pipes.

A theoretical model and an experimental setup have been created by the author. Thirty-two heat pipes of $\frac{1}{4}$ in. diameter and 2 ft. length were inserted in an 80 liter ice box and a ducted air stream. The box was filled with chunks of ice and water, as well as a water-potassium chloride mixture.

During the experiments, performed on the specific geometry of the setup, the heat transfer rate varied between 0.2 and 1.2 kW, depending on the temperature difference and the amount of time passed since the beginning of the experiment. The theoretical model took for account the geometry of the system and followed the results closely.

The main advantage of this system is that a pump is no longer required to circulate brine. Heat pipes require less maintenance, and a lesser amount of tubing is required to transfer heat. This system would be useful on a transport truck, where ice could be formed while the truck is in motion and melted while the operator is at rest.

A greater diffusion of energy in the box would be attained if the heat pipes occupied a greater volume and were spread throughout the box.

Heat pipes could become a popular new way of distributing energy to a cold or warm thermal storage tank. They are reliable, require little maintenance and work well in small applications where power is limited during discharge.

REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier M. Stanislaw Kajl, directeur de mémoire et professeur de génie mécanique à l'ÉTS, et M. Samuel Sami, co-directeur de mémoire, pour leur soutien et leur support lors de cette recherche

Un énorme merci à Françoise pour son encouragement et son soutien moral tout au long de ces études à l'ÉTS, ainsi que toute l'aide portée à la construction du montage et à la poursuite des longues expériences de l'hiver 2004.

Enfin, je désire remercier mes amis Gary et Sofiane, et mon frère Maxime, pour l'aide additionnelle portée à la construction du montage et aux expériences.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE.....	i
ABSTRACT.....	ii
REMERCIEMENTS.....	iii
TABLE DES MATIÈRES	iv
LISTE DES FIGURES	vi
LISTE DES GRAPHIQUES	viii
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES	x
INTRODUCTION.....	1
Le stockage thermique.....	1
Les caloducs.....	3
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	7
1.1 Stockage thermique	7
1.2 Caloducs	11
CHAPITRE 2 MONTAGE EXPÉRIMENTAL.....	13
CHAPITRE 3 DESCRIPTION DU MODÈLE THÉORIQUE.....	24
3.1 Calcul de la résistance du réservoir de glace	24
3.1.1 Étape 1.....	25
3.1.2 Étape 2.....	29
3.1.3 Étape 3.....	34
3.1.4 Étape 4.....	36
3.1.5 Étape 5.....	39
3.2 Coefficient de transfert de chaleur et résistance de l'air pour des tubes avec ailettes rectangulaires	42
3.3 Résistance de la paroi des tuyaux du caloduc.....	47
3.4 Transfert de chaleur dans le caloduc.....	49
3.5 Calcul des résistances globales et itérations des températures du système.....	52
3.6 Calcul du taux de transfert de chaleur global et l'efficacité du système	54
3.7 Accumulation de chaleur dans le réservoir et calcul temporel	56
3.8 Détermination des propriétés de l'air entrant dans l'échangeur de chaleur	59
3.9 Refroidissement de l'air dans l'échangeur de chaleur.....	62
3.9.1 Refroidissement de la chaleur sensible	62
3.9.2 Refroidissement de la chaleur sensible et latente.....	63

CHAPITRE 4	DISCUSSION ET INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS	66
4.1	Particularités des expériences et du logiciel	66
4.2	Étude expérimentale et théorique d'une simulation	72
4.3	Graphiques comparatifs	92
4.3.1	Température sortante de l'air en fonction de la température entrante, l'humidité, le temps écoulé et le débit de l'air $T_{ext} \in \{T_{int}, \phi_{int}, t, \dot{Q}_{air}\}$	92
4.3.2	Transfert de chaleur avec l'air en fonction de la température entrante, l'humidité, le temps écoulé et le débit de l'air $\dot{q}_r \in \{T_{int}, \phi_{int}, t, \dot{Q}_{air}\}$	93
4.3.3	Température sortante de l'air en fonction de la température entrante, le temps écoulé et le débit de l'air $T_{ext} \in \{T_{int}, t, \dot{Q}_{air}\}$	95
4.3.4	Transfert de chaleur en fonction de la température entrante, le temps écoulé et le débit de l'air $T_{ext} \in \{T_{int}, t, \dot{Q}_{air}\}$	95
4.4	Expériences avec solutions salines	96
4.5	Sources d'erreurs	102
4.5.1	Sources d'erreurs expérimentales	102
4.5.2	Sources d'erreurs théoriques	104
CHAPITRE 5	CLIMATISATION PASSIVE D'UN CAMION DE TRANSPORT PAR GÉNÉRATION DE GLACE ET UTILISATION DE CALODUCS	106
CONCLUSION	113
RECOMMANDATIONS	115
ANNEXES :		
1.	Graphiques $\dot{q}_r \in \{T_{ent}, \phi_{ent}, t, \dot{Q}_{air}, T_{glace}\}$	116
2.	Graphiques comparatifs $T_{air,out} \in \{T_{air,in}, \Phi_{air,in}, t, \dot{Q}_{air}\}$, $\dot{q}_r \in \{T_{air,in}, \Phi_{air,in}, t, \dot{Q}_{air}\}$	141
3.	Graphiques comparatifs $T_{air,out} \in \{T_{air,in}, t, \dot{Q}_{air}\}$, $\dot{q}_r \in \{T_{air,in}, t, \dot{Q}_{air}\}$	184
4.	Propriétés thermodynamiques et mécaniques du réfrigérant R-22	199
5.	Organigramme du programme de calcul théorique détaillé	202
TABLEAUX :		
I.	Fonction des éléments de mesure expérimentaux du système	19
II.	Ajustement de la lecture des thermocouples du réservoir	19
III.	Dimensions géométriques insérés dans le modèle théorique	68
BIBLIOGRAPHIE	204

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1	Caloduc avec mèche (Source : Thermacore Inc.)..... 4
Figure 2	Caloducs avec ailettes Therma-Sink (Source : Thermaco)..... 5
Figure 3	Assemblage de caloducs avec ailettes..... 14
Figure 4	Groupement de caloducs 15
Figure 5	Montage expérimental au CTT 16
Figure 6	Montage expérimental au CTT 17
Figure 7	Figure 3D du montage expérimental 17
Figure 8	Positionnement des thermocouples et du capteur de pression..... 18
Figure 9	Détermination de l'angle d'inclinaison du réservoir..... 21
Figure 10	Montage expérimental..... 23
Figure 11	Résistances thermiques et températures du système 24
Figure 12	Couche d'eau à l'étape 1, vue oblique..... 26
Figure 13	Couche d'eau à l'étape 1, vue du dessus 26
Figure 14	Cercles concentriques autour des caloducs, étape 1..... 27
Figure 15	Couche d'eau à l'étape 2, vue oblique..... 30
Figure 16	Couche d'eau à l'étape 2, vue du dessus 30
Figure 17	Variables utilisées dans le calcul des facteurs de forme..... 31
Figure 18	Couche d'eau à l'étape 3, vue oblique..... 34
Figure 19	Couche d'eau à l'étape 3, vue du dessus 35
Figure 20	Couche d'eau à l'étape 4, vue oblique..... 37
Figure 21	Couche d'eau à l'étape 4, vue du dessus 37
Figure 22	Couche d'eau à l'étape 5, vue oblique..... 39
Figure 23	Couche d'eau à l'étape 5, vue du dessus 40
Figure 24	Flux de chaleur h_{air} entre l'air et les ailettes 43
Figure 25	Résistance thermique $R_{tube,évap}$ entre les parois du caloduc 48
Figure 26	Résistance thermique $R_{tube,cond}$ entre les parois du caloduc 48
Figure 27	Flux de chaleur $h_{évap}$ et h_{cond} entre les parois du caloduc..... 52
Figure 28	Organigramme du programme de calcul théorique..... 67

Figure 29	Système avec le double de caloducs au double de leur longueur, vue oblique	89
Figure 30	Système avec le double de caloducs au double de leur longueur, vue du dessus.....	90
Figure 31	Camion de transport.....	107
Figure 32	Courette d'un camion de transport.....	108
Figure 33	Positionnement typique de la courette d'un camion de transport	108
Figure 34	Publication du Programme Écoflotte de Ressources naturelles Canada	109
Figure 35	Unité de stockage thermique pour cabines de camions transporteurs (Source : Argonne National Laboratory, DOE).....	112

LISTE DES GRAPHIQUES

	Page
Graphique 1	Demande d'utilisation finale par secteur économique à l'an 2000 au Canada..... 2
Graphique 2	Performance des caloducs selon l'angle d'inclinaison 22
Graphique 3	Diagramme psychrométrique du refroidissement sensible de l'air .. 62
Graphique 4	Diagramme psychrométrique du refroidissement sensible et latent de l'air 63
Graphique 5	Température de l'eau en fonction de la distance verticale du fond du réservoir 70
Graphique 6	Distribution de température typique dans le réservoir lors d'une expérience en fonction du temps écoulé..... 71
Graphique 7	Températures sèches et humides de l'air entrant et sortant et températures à divers points dans le réservoir 73
Graphique 8	Transfert de chaleur du système en fonction du temps écoulé 74
Graphique 9	Transfert de chaleur du système en fonction du temps écoulé, étape 1 75
Graphique 10	Efficacité du système en fonction du temps écoulé..... 79
Graphique 11	Quantité de chaleur échangée dans le système en fonction du temps écoulé..... 80
Graphique 12	Température et humidité de l'air entrant en fonction du temps écoulé 82
Graphique 13	Température et humidité de l'air sortant en fonction du temps écoulé 83
Graphique 14	Condensation de l'eau dans l'air en fonction du temps écoulé..... 84
Graphique 15	Refroidissement de l'air à $t = 0$ représenté sur diagramme psychrométrique..... 86
Graphique 16	Transfert de chaleur théorique avec neige et glace en fonction du temps écoulé 88
Graphique 17	Transfert de chaleur théorique avec système actuel et système avec présence de caloducs augmentée, avec neige et glace en fonction du temps écoulé 91
Graphique 18	Températures sèches et humides de l'air entrant et sortant et températures à divers points dans le réservoir, mélange d'eau et de KCl 98
Graphique 19	Transfert de chaleur comparatif entre expériences aqueuses et salines similaires à 85 CFM..... 99

Graphique 20	Transfert de chaleur comparatif entre expériences aqueuses et salines similaires à 120 CFM	100
Graphique 21	Transfert de chaleur comparatif entre expériences aqueuses et salines similaires à 160 CFM	101
Graphique 22	Consommation d'énergie de véhicules lourds aux États-Unis.....	106
Graphique 23	Sondage effectué auprès d'opérateurs de camion déterminant le montant d'heures passées à tourner au ralenti par année	107
Graphique 24	Estimation de la quantité d'essence épargnée avec l'élimination du tournage au ralenti dans un camion.....	110
Graphique 25	Projection de la quantité de pétrole consommée par secteur de transportation jusqu'à 2025	110

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

a	Coefficient
A	Surface frontale totale de l'échangeur de chaleur
A_{ailettes}	Surface totale des ailettes, m^2
$A_{\text{cond,int}}$	Surface interne de l'ensemble des condenseurs, m^2
A_e	Surface minimale d'écoulement d'air de l'évaporateur, m^2
$A_{\text{evap,int}}$	Surface interne de l'ensemble des évaporateurs, m^2
A_m	Surface du mur pour facteur de forme, m^2
A_T	Surface extérieure des caloducs, m^2
b	Coefficient
Bo	Nombre de Bond
c	Coefficient
C	Coefficient
C	Facteur de correction
$C_{p_{\text{air}}}$	Chaleur spécifique à pression constante de l'air, $\text{J/kg.}^\circ\text{C}$
C_{p_v}	Chaleur spécifique à pression constante du réfrigérant gazeux, $\text{J/kg.}^\circ\text{C}$
C_{p_w}	Chaleur spécifique à pression constante de l'eau, $\text{J/kg.}^\circ\text{C}$
d	Diamètre, m
d	Coefficient
d_{ext}	Diamètre externe d'un cylindre concentrique, m
d_h	Diamètre hydraulique, m
$d_{\text{HP,ext}}$	Diamètre externe des caloducs, m
$d_{\text{HP,int}}$	Diamètre interne des caloducs, m
d_{int}	Diamètre interne d'un cylindre concentrique, m
D_m	Longueur de la bordure pour facteur de forme, m
e	Coefficient
e_{ailettes}	Epaisseur des ailettes, m
F	Facteur de correction
g	Accélération gravitationnelle, m/s^2
G_e	Vitesse massique de l'air dans l'évaporateur, kg/s.m^2
Gr	Nombre de Grashof

$Gr_{d,f}$	Nombre de Grashof du film en référence au diamètre
Gr_f	Nombre de Grashof du film
h	Coefficient de transfert de chaleur, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_{air}	Coefficient de transfert de chaleur de l'air, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_{cond}	Coefficient de transfert de chaleur du condenseur, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_{evap}	Coefficient de transfert de chaleur de l'évaporateur, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_f	Coefficient de transfert de chaleur des ailettes, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
h_{fg}	Chaleur latente de vaporisation, J/kg
$h_{fusion,w}$	Chaleur latente de fusion de l'eau, J/kg
$h_{w,5}$	Coefficient de transfert de chaleur de l'eau à l'étape 5, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
H_{air}	Enthalpie de l'air, kJ/kg
$H_{air,out}$	Enthalpie de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur, kJ/kg
$H_{air,in}$	Enthalpie de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur, kJ/kg
H_{HP}	Hauteur du groupement des caloducs, m
$H_{réservoir}$	Hauteur interne du réservoir, m
j	Facteur de Colburn
JP	Paramètre pour le calcul du facteur Colburn
k	Conductivité thermique, $W/m \cdot ^\circ C$
$k_{aillettes}$	Conductivité thermique des ailettes, $W/m \cdot ^\circ C$
k_{air}	Conductivité thermique de l'air, $W/m \cdot ^\circ C$
k_{eff}	Conductivité thermique effective, $W/m \cdot K$
k_f	Conductivité thermique du film, $W/m \cdot ^\circ C$
k_l	Conductivité thermique du réfrigérant liquide, $W/m \cdot ^\circ C$
k_{tube}	Conductivité thermique du tube des caloducs, $W/m \cdot ^\circ C$
k_v	Conductivité thermique du réfrigérant gazeux, $W/m \cdot ^\circ C$
k_w	Conductivité thermique de l'eau, $W/m \cdot ^\circ C$
$k_{w,eff,cubes,2}$	Conductivité thermique effective des cubes d'eau à l'étape 2, $W/m \cdot ^\circ C$
$k_{w,eff,cubes,3}$	Conductivité thermique effective des cubes d'eau à l'étape 3, $W/m \cdot ^\circ C$
$k_{w,eff,cubes,4}$	Conductivité thermique effective des cubes d'eau à l'étape 4, $W/m \cdot ^\circ C$
$k_{w,eff,cylindres,1}$	Conductivité thermique effective des cylindres d'eau à l'étape 1, $W/m \cdot ^\circ C$
K_T	Paramètre de température
l	Longueur caractéristique, m

L	Longueur, m
La_{HP}	Largeur du groupement des caloducs, m
$La_{réservoir}$	Largeur interne du réservoir, m
L_c	Longueur du condenseur de chaque caloduc, m
L_e	Longueur de l'évaporateur de chaque caloduc, m
L_{eff}	Longueur effective, m
$L_{eff,2}$	Longueur effective de l'eau à l'étape 2, m
$L_{eff,3}$	Longueur effective de l'eau à l'étape 3, m
$L_{eff,4}$	Longueur effective de l'eau à l'étape 4, m
L_m	Longueur du mur pour facteur de forme, m
L_x	Longueur horizontale, m
L_y	Longueur verticale, m
m	Coefficient
m	Facteur de calcul, $1/m^2$
\dot{m}_{air}	Débit massique de l'air, kg/s
\dot{m}_{fonte}	Taux de fonte de la glace, kg/s
m_w	Masse de glace fondue, kg
M	Masse molaire, g/mol
n	Coefficient
N	Quantité de caloducs
$N_{rangées}$	Nombre de rangées du groupement de caloducs
\overline{Nu}_f	Nombre du Nusselt moyen du film
$\overline{Nu}_{w,5}$	Nombre du Nusselt moyen de l'eau à l'étape 5
p	Pression atmosphérique de l'air, Pa
P	Parachor, $\text{dyne}\cdot\text{cm}^2/\text{mol}$
Pr	Nombre de Prandtl
Pr_{air}	Nombre de Prandtl de l'air
Pr_f	Nombre de Prandtl du film
p_w	Pression partielle de l'eau de l'air, Pa
p_{ws}	Pression partielle de l'eau à saturation, Pa

\dot{q}_{\max}	Transfert de chaleur maximal d'un caloduc, kW
\dot{q}_r	Taux de transfert de chaleur global, W
$\dot{q}_{r,latent}$	Taux de transfert de chaleur latente, W
$\dot{q}_{r,sensible}$	Taux de transfert de chaleur sensible, W
$\dot{q}_{r,5,initial}$	Taux de transfert de chaleur global au début de la 5 ^e étape, W
$\dot{q}_{r,4,final}$	Taux de transfert de chaleur global à la fin de la 4 ^e étape, W
$\dot{q}_{r,5}$	Taux de transfert de chaleur à la 5 ^e étape, W
$\dot{q}_{r,s,5}$	Taux de transfert de chaleur à la 5 ^e étape, W
\dot{q}_{rn}	Taux de transfert de chaleur au à la tranche n , W
\dot{q}_{rn-1}	Taux de transfert de chaleur au à la tranche $n-1$, W
\dot{Q}_{air}	Débit de l'air dans l'échangeur de chaleur, m ³ /s
$Q_{latente}$	Quantité de chaleur latente absorbée par la glace, J
Q_n	Quantité de chaleur totale absorbée à la tranche n , J
Q_{n-1}	Quantité de chaleur totale absorbée à la tranche $n-1$, J
$Q_{sensible}$	Quantité de chaleur sensible absorbée par l'eau, J
Q_{totale}	Quantité de chaleur totale absorbée, J
r_{ext}	Rayon externe d'un cylindre concentrique, m
$r_{HP,ext}$	Rayon externe des caloducs, m
$r_{HP,int}$	Rayon interne des caloducs, m
r_{int}	Rayon interne d'un cylindre concentrique, m
R	Résistance thermique, °C/W
R_{air}	Résistance thermique de l'air, °C/W
$R_{caloduc}$	Résistance thermique du caloduc, °C/W
R_{cond}	Résistance thermique du condenseur, °C/W
R_{evap}	Résistance thermique de l'évaporateur, °C/W
$R_{globale}$	Résistance thermique globale du système, °C/W
$R_{globale,5}$	Résistance thermique globale du système à la 5 ^e étape, °C/W
$R_{globale,5,initiale}$	Résistance thermique globale du système de la 5 ^e étape initiale, °C/W

$R_{\text{tube,cond}}$	Résistance thermique du tube du condenseur du caloduc, °C/W
$R_{\text{tube,evap}}$	Résistance thermique du tube de l'évaporateur du caloduc, °C/W
R_w	Résistance thermique de l'eau, °C/W
$R_{w,1}$	Résistance thermique de l'eau à l'étape 1, °C/W
$R_{w,1,\text{finale}}$	Résistance thermique de l'eau à la fin de l'étape 1, °C/W
$R_{w,2}$	Résistance thermique de l'eau à l'étape 2, °C/W
$R_{w,3}$	Résistance thermique de l'eau à l'étape 3, °C/W
$R_{w,4}$	Résistance thermique de l'eau à l'étape 4, °C/W
$R_{w,5}$	Résistance thermique de l'eau à l'étape 5, °C/W
Ra_c	Nombre de Rayleigh pour des cylindres concentriques
$Ra_{d,f,5}$	Nombre de Rayleigh du film en référence au diamètre à l'étape 5
Ra_l	Nombre de Rayleigh en longueur
$Ra_{l,\text{cubes},2}$	Nombre de Rayleigh en longueur pour des cubes à l'étape 2
$Ra_{l,\text{cubes},3}$	Nombre de Rayleigh en longueur pour des cubes à l'étape 3
$Ra_{l,\text{cubes},4}$	Nombre de Rayleigh en longueur pour des cubes à l'étape 4
Re_b	Nombre de Reynolds basé sur l'espacement longitudinal des tubes
Re_d	Nombre de Reynolds en référence au diamètre
S	Facteur de forme en conduction, m
S_2	Facteur de forme en conduction de l'eau à l'étape 2, m
S_3	Facteur de forme en conduction de l'eau à l'étape 3, m
S_4	Facteur de forme en conduction de l'eau à l'étape 4, m
S_{bordure}	Facteur de forme pour une bordure, m
$S_{\text{bordure},2}$	Facteur de forme pour une bordure à l'étape 2, m
$S_{\text{bordure},3}$	Facteur de forme pour une bordure à l'étape 3, m
$S_{\text{bordure},4}$	Facteur de forme pour une bordure à l'étape 4, m
S_{coin}	Facteur de forme pour un coin, m
$S_{\text{coin},2}$	Facteur de forme pour un coin à l'étape 2, m
$S_{\text{coin},3}$	Facteur de forme pour un coin à l'étape 3, m
$S_{\text{coin},4}$	Facteur de forme pour un coin à l'étape 4, m
S_L	Espacement longitudinal des tuyaux, m
S_{mur}	Facteur de forme pour la surface d'un mur, m
$S_{\text{mur},2}$	Facteur de forme pour la surface d'un mur à l'étape 2, m

$S_{\text{mur},3}$	Facteur de forme pour la surface d'un mur à l'étape 3, m
$S_{\text{mur},4}$	Facteur de forme pour la surface d'un mur à l'étape 4, m
S_T	Espacement transversal des tuyaux, m
T_1	Température du point 1, entre les ailettes et le tube, °C
T_2	Température du point 2, entre le tube et l'évaporateur, °C
T_3	Température du point 3, entre l'évaporateur et le condenseur, °C
T_4	Température du point 4, entre le condenseur et le tube, °C
T_5	Température du point 5, entre le tube et l'eau, °C
T_∞	Température du fluide, °C
$T_{\text{aillettes}}$	Température de la surface des ailettes, °C
$T_{\text{air,out}}$	Température de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur, °C
$T_{\text{air,in}}$	Température de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur, °C
T_d	Température du point de rosée de l'air, °C
$T_{d,\text{in}}$	Température du point de rosée de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur, °C
T_f	Température du film d'eau, °C
$T_{f,5}$	Température du film d'eau à l'étape 5, °C
T_{glace}	Température de la glace, °C
\bar{T}_w	Température moyenne de l'eau, °C
$\bar{T}_{w,4,\text{finale}}$	Température moyenne de l'eau à la fin de la 4 ^e étape, °C
t_n	Temps à la tranche n , s
t_{n-1}	Temps à la tranche $n-1$, s
T_{oper}	Température d'opération des caloducs, °C
T_{surface}	Température de la surface du solide, °C
V_w	Volume de glace fondue, m ³
$V_{w,1}$	Volume de glace fondue à la 1 ^{ère} étape, m ³
$V_{w,1,\text{final}}$	Volume de glace fondue à la fin de la 1 ^{ère} étape, m ³
$V_{w,2}$	Volume de glace fondue à la 2 ^e étape, m ³
$V_{w,3}$	Volume de glace fondue à la 3 ^e étape, m ³
$V_{w,4}$	Volume de glace fondue à la 4 ^e étape, m ³
$V_{w,4,\text{final}}$	Volume de glace fondue à la fin de la 4 ^{ème} étape, m ³

$V_{w,5}$	Volume de glace fondue à la 5 ^e étape, m ³
W	Humidité spécifique de l'air, kg H ₂ O / kg air
W_0	Humidité spécifique de l'air à $T_{air} = 0^{\circ}\text{C}$
W_1	Humidité spécifique de l'air à T_1 et $\Phi = 100\%$
$W_{air,out}$	Humidité spécifique de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur, kg H ₂ O / kg air
$W_{air,in}$	Humidité spécifique de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur, kg H ₂ O / kg air
W_s	Humidité spécifique à saturation de l'air, kg H ₂ O / kg air
x	Distance entre les caloducs et le mur de glace, m
α	Logarithme népérien de la pression partielle de l'eau dans l'air
β_w	Coefficient d'expansion volumétrique de l'eau, 1/K
δ	Epaisseur de la couche limite hydrodynamique, m
ε	Efficacité globale du réservoir
$\eta_{ailettes}$	Efficacité des ailettes
θ	Angle d'inclinaison des caloducs, degrés
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air, N.s
μ_l	Viscosité dynamique du réfrigérant liquide, N.s
μ_v	Viscosité dynamique du réfrigérant gazeux, N.s
μ_w	Viscosité dynamique de l'eau, N.s
ρ_{air}	Densité massique de l'air, kg/m ³
ρ_l	Densité massique du réfrigérant liquide, kg/m ³
$\rho_{mol,l}$	Densité molaire du réfrigérant liquide, mol/cm ³
$\rho_{mol,v}$	Densité molaire du réfrigérant gazeux, mol/cm ³
ρ_v	Densité massique du réfrigérant gazeux, kg/m ³
ρ_w	Densité massique de l'eau, kg/m ³
σ	Tension surfacique, N/m
φ	Rapport de la surface d'écoulement
Φ	Humidité relative de l'air
$\Phi_{air,in}$	Humidité relative de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur
$\Phi_{air,out}$	Humidité relative de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur
ψ	Charge du caloduc

INTRODUCTION

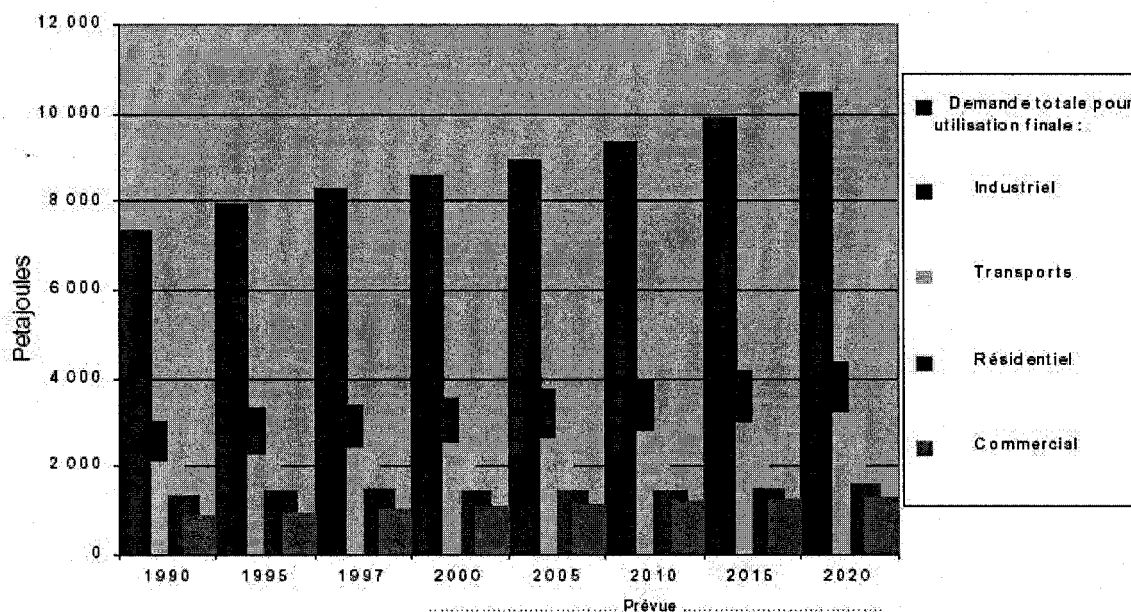
Au long du 20^e siècle, le niveau de vie des pays de l'Amérique du Nord a pu augmenter rapidement grâce à une réserve d'énergie abondante et à coût modique. Depuis les trois dernières décennies, le coût de l'énergie est en augmentation constante. La demande en énergie n'a cessé d'augmenter, et la consommation d'énergie mondiale a également augmenté avec l'accroissement de la demande en pétrole de certains pays, dont la Chine et la Russie. Cette tendance existe aussi au Canada, tel que prédit sur le graphique 1. Il est donc évident qu'il devient important d'apprendre à mieux gérer l'énergie pour pouvoir mieux subvenir à nos besoins.

Une autre apparition relativement récente est la sensibilité de la population face à l'environnement dans lequel elle vit. La qualité de l'air devient un facteur de plus en plus important chez les scientifiques et les citoyens, qui désirent vivre dans un espace où l'air est au maximum de sa pureté.

En 1997, des dirigeants du Canada et de 160 autres pays se sont réunis à Kyoto au Japon et ont visé la diminution des gaz à effet de serre produits dans chaque pays. Le Canada a pris pour cible la réduction de 6% des gaz à effet de serre produits en 1990 pour la période entre 2008 et 2012. Le pays vise à atteindre ses objectifs par des actions domestiques qui permettront des avantages environnementaux aux canadiens. Ces buts permettront aussi des investissements en nouvelles technologies avancées et écologiques.

Le stockage thermique

Une grande tranche de l'énergie consommée au Canada est utilisée dans des édifices commerciaux pour des fins de chauffage et de climatisation. Étant donné que les heures de travail se situent normalement durant la journée, l'édifice est souvent climatisé durant ces mêmes heures. Puisqu'une grande majorité des activités humaines se font le jour, la demande d'énergie d'une région n'est pas égale pendant la longueur d'une journée entière.



Graphique 1

Demande d'utilisation finale par secteur économique à l'an 2000 au Canada (Source : Ressources Naturelles Canada, *L'énergie au Canada en l'an 2000*, annexe C-8)

Puisqu'une forte demande ajoute des coûts d'infrastructure aux fournisseurs d'énergie, le coût de la demande énergétique en kilowatts peut devenir aussi élevé que le coût de l'énergie en kilowattheures. Pour réduire ce coût, il y a une innovation qui a été utilisée depuis quelques années : le stockage thermique. Au lieu d'utiliser toute l'énergie requise pour climatiser ou chauffer un édifice durant la journée, où les prix de l'énergie sont élevés, l'on peut stocker une quantité de l'énergie requise le jour durant la nuit sous forme de chaleur latente. Lors de la saison de refroidissement, de la chaleur latente est accumulée la nuit en transformant un grand réservoir d'eau en glace et en utilisant cette glace pour climatiser ou refroidir durant la journée. En fondant, la masse de glace accumulée absorbe la chaleur du système.

Cette utilisation de l'énergie n'est pas aussi efficace énergétiquement que le cas où un refroidissement direct est effectué durant la journée mais permet de réduire la demande, et les coûts, de façon impressionnante.

La plupart des systèmes existants utilisent une de deux méthodes pour transférer la chaleur dissipée à la glace. Une des méthodes est d'injecter de l'eau dans le réservoir. L'eau fond la glace, refroidit, et sert d'eau froide pour les systèmes de climatisation. Dans l'industrie, ce dernier procédé est couramment nommé eau de fonte ou « meltwater ». Plusieurs études ont été faites pour modéliser ce type transfert de chaleur, et quelques unes sont présentées au premier chapitre.

L'autre méthode de transférer de la chaleur à la glace est de placer un circuit de tuyaux distinct dans l'eau devenue glace et de circuler une saumure, un mélange de glycol et d'eau, qui doit être refroidie. Bien qu'il soit efficace, il y a certains problèmes associés à ce système. Selon l'expérience de l'auteur, à certaines basses températures, la saumure devient très visqueuse et difficile à circuler. L'eau se dissocie du glycol et de la glace peut se former sur la paroi interne du tuyau. Une pompe est aussi requise pour circuler le mélange.

Sur certains systèmes, le chargement et le déchargement du réservoir de glace s'effectuent sur le même circuit de tuyaux et saumure. La saumure est refroidie par un système de réfrigération et circulée dans le réservoir pour former la glace, et la même saumure peut être utilisée pour refroidir un procédé en mode de déchargement.

Les caloducs

Aux débuts de l'ère spatiale dans les années 1960, les ingénieurs de la NASA étaient confrontés à un problème thermique particulier. Lorsqu'un côté d'un satellite était exposé au soleil, ce côté devenait très chaud, et le côté inverse, très froid. Cette différence de température affectait les systèmes électroniques du satellite. Pour cette raison, ils se sont tournés au *Los Alamos National Laboratory*, qui ont développé un outil efficace permettant de transférer de la chaleur : le caloduc, ou en anglais « heat pipe ». Depuis ce temps, le caloduc demeure un des moyens les plus efficaces de transporter de la chaleur entre deux endroits.

L'appareil est essentiellement un tube fermé aux deux bouts, d'abord évacué, ensuite chargé d'une petite quantité de matière réfrigérante. Le bout évaporateur du tube, où réside du réfrigérant sous forme liquide, absorbe de la chaleur et le liquide s'évapore. La vapeur se dirige vers le bout condenseur, où elle rejette la chaleur dans un environnement plus frais, se condense, et retourne à l'évaporateur.

Le retour du liquide à l'évaporateur peut être effectuée par deux façons. Le caloduc sans aucune structure capillaire, aussi nommé thermosiphon, peut être incliné de façon que le liquide puisse retourner à l'évaporateur, situé plus bas, par action de la gravité. Le caloduc peut aussi contenir une mèche avec lequel le réfrigérant liquide retourne à l'évaporateur par capillarité. Le premier type doit être incliné à un certain angle et le deuxième fonctionne à tout angle, mais performe mieux à l'angle du premier.

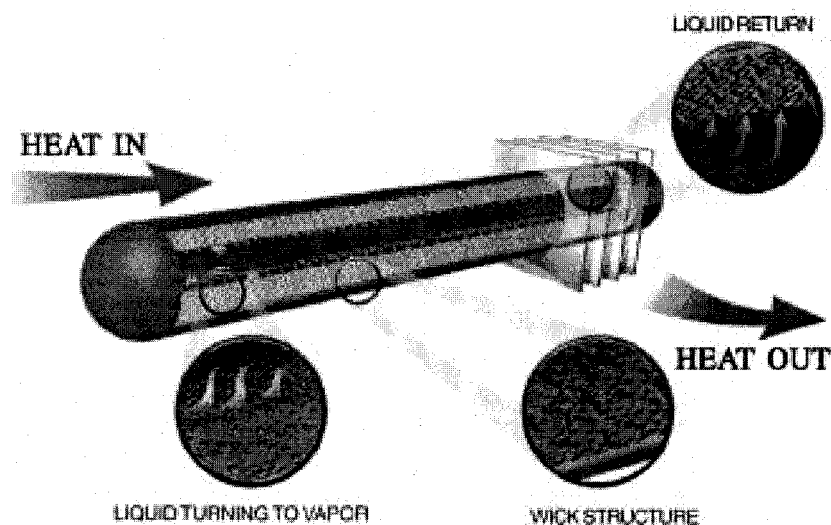


Figure 1 Caloduc avec mèche (Source : Thermacore Inc.)

Puisque la chaleur latente du réfrigérant est utilisée pour transporter de la chaleur, une grande quantité de chaleur est donc transférée avec de faibles gradients de température. Le transport est passif puisque le caloduc s'active avec une différence de température entre les deux extrémités. Le caloduc est un outil de transfert de chaleur

tellement efficace que la résistance thermique de l'appareil est souvent négligeable par rapport aux autres résistances du système.

L'utilisation de caloducs dans le système de stockage thermique permettrait d'éliminer une des parties mobiles du système : la pompe de circulation du fluide lors du déchargement du réservoir de glace. Si des caloducs étaient insérés stratégiquement à travers la paroi du réservoir, ils pourraient transporter la chaleur directement d'un conduit d'air vers la glace du réservoir. Au lieu de d'utiliser la chaleur sensible du liquide transporteur comme dans le système précédent, la chaleur latente du réfrigérant est utilisée. Les variations de pression dans le tube assurent que le fluide s'évapore et se condense dans une grande plage de températures. La température du réfrigérant est la température d'opération, qui est généralement la moyenne entre la température des éléments chaud et froid à l'extérieur du tuyau.

Pour maximiser le transfert de chaleur du côté de l'air, les caloducs peuvent être équipés d'ailettes, permettant d'augmenter la surface de contact et de maximiser le transfert de chaleur entre l'air et les tubes. Aucune ailette n'est placée sur le côté condenseur car elles pourraient être endommagées par la formation de glace dans le réservoir.

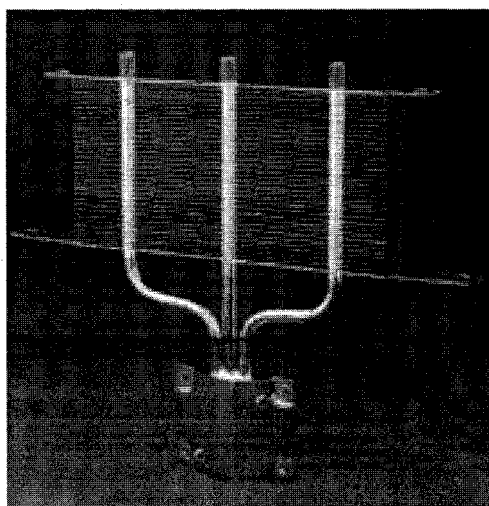


Figure 2 Caloducs avec ailettes Therma-Sink (Source : Thermaco)

Dans ce système de stockage thermique, le transfert de chaleur de l'air à la glace s'effectuerait à l'intérieur des caloducs sans apport d'énergie, sans pièces mobiles et raccords de liquide circulaire. Le seul élément requérant de l'énergie est un ventilateur pour forcer l'air dans l'échangeur de chaleur. Ce mémoire se concentre donc sur la modélisation mathématique et l'expérimentation d'un système à stockage thermique froid utilisé en conjonction avec des caloducs.

Ce mémoire est composé de cinq chapitres :

- Le premier chapitre est une revue de la littérature exposant les travaux de recherche antérieurs au sujet des caloducs et du stockage thermique.
- Le deuxième chapitre décrit le montage expérimental utilisé dans cette recherche.
- Le troisième chapitre comporte une description du modèle théorique utilisé pour prédire le comportement du système expérimental.
- Le quatrième chapitre est une discussion des résultats théoriques et expérimentaux obtenus.
- Le cinquième chapitre explore l'utilisation possible du système présenté dans ce mémoire au refroidissement des couchettes de camion.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Stockage thermique

Plusieurs articles de recherche ont été écrits pour modéliser ou étudier la fonte ou la formation de glace dans un réservoir à stockage thermique. Il existe présentement plusieurs façons de transférer de la chaleur à un réservoir de stockage thermique.

Ces études font en grande partie l'étude de réservoirs de glace où la chaleur est généralement dissipée de deux façons. La première méthode d'échanger la chaleur dans le réservoir est de verser un circuit d'eau provenant du procédé à refroidir directement dans le réservoir. Cette eau fond la glace accumulée, refroidit, et retourne à la boucle du procédé. Dans l'industrie, ce procédé est couramment nommé *déchargement par eau de fonte*, ou « *meltwater* ».

La deuxième méthode de décharger un réservoir de stockage de glace consiste à circuler un fluide secondaire dans une tuyauterie dans le réservoir. Le fluide circule et libère sa chaleur à la glace située à l'extérieur de la tuyauterie et le fluide en sort refroidi. La formation de glace peut être faite avec un circuit évaporateur séparé ou en circulant le fluide secondaire, réfrigéré, dans le réservoir en empruntant la même tuyauterie.

Zhu et Zhang [1] ont eu comme objectif de créer un modèle simulant la solidification et la fonte de glace autour de tuyaux horizontaux placés en série dans un réservoir d'eau. Un fluide secondaire circulé dans les serpentins est utilisé pour former ou fondre la glace. Dans le cas de solidification, ils ont trouvé que la solidification de la glace autour des tuyaux se fait dans la forme de cylindres concentriques et que la modélisation est relativement simple.

Lors de la fonte de glace à partir de tuyaux, initialement pris dans le bloc de glace, le phénomène de convection naturelle dans l'eau s'ajoute à la conduction, et la modélisation devient plus compliquée. Lors de la fonte initiale, une petite couche d'eau entoure le tuyau. Étant donné la différence de densité entre l'eau chaude et l'eau froide, la chaleur se disperse différemment dans l'eau. La glace fond au-dessus des tuyaux et le cylindre d'eau adopte une forme d'œuf excentrique qui s'arrondit, se détache, et fond.

Bien que ces équations font que corréler la transmission de chaleur lorsque la géométrie du cylindre de liquide est connue, cet article démontre bien les théorèmes de base régissant la fonte de glace avec des serpentins. Ce travail est original car l'excentricité du cylindre d'eau a été introduite. En règle générale, la transmission de chaleur dans un fluide est un phénomène complexe qui dépend souvent de corrélations expérimentales.

L'approche utilisée n'a pas été une approche par éléments finis en trois dimensions, mais une approche bidimensionnelle utilisant des équations analytiques. Ces équations sont importantes car elles peuvent être facilement intégrées à des systèmes de contrôle en temps réel. Ce modèle a été vérifié avec des résultats expérimentaux.

Les auteurs ont obtenus des résultats expérimentaux très rapprochés de la courbe expérimentale et que leur modèle reflète raisonnablement les caractéristiques de la solidification et la fonte de glace. Ce modèle a été trouvé applicable à la conception de systèmes de stockage thermique.

Stewart, Gute, Chandrasekharan et Saunders [2] ont eu l'objectif de formuler un modèle mathématique basé sur des algorithmes numériques, dont les équations de Navier-Stokes, pour simuler la fonte de particules de glace en trois dimensions. La fonte est basée sur une géométrie rectangulaire sur laquelle circule un courant d'eau de fonte et la glace est produite par une machine située au dessus du réservoir. Leur programme, nommé ICEPAC, est modélisé avec le programme MELTCONTROL qui utilise le programme MSOLA pour établir un maillage numérique de la glace dans le

réservoir. Ce programme estime le temps qui sera requis pour fondre la glace du réservoir, la quantité de glace restante, et les conditions optimales de l'écoulement de l'eau de fonte. La température de l'eau de fonte à la sortie est aussi évaluée en fonction de la quantité de glace qui reste dans le réservoir.

Les résultats de ce programme ont été vérifiés expérimentalement. Les valeurs prédites se rapprochent beaucoup des valeurs expérimentales lors des 120 premières minutes de l'expérience, mais semblent dévier par la suite. Le calcul de la température d'eau à la sortie est fiable, mais le calcul de la quantité de glace et d'eau restant dévie de beaucoup.

Lors de sa publication, ce travail était nouveau et d'autres programmes de ce type ont dû ressortir depuis. Aujourd'hui, les ordinateurs étant plus puissants, ce programme peut être ajusté pour produire un maillage plus fin et des résultats encore plus précis. Cet article sert car il permet de mieux comprendre le phénomène de fonte de glace.

Aoyama et Inaba [3] ont étudié les caractéristiques de fonte d'un réservoir de particules de glace concassée dans l'eau exposées à des bulles d'air chaudes comme méthode de transfert de chaleur. Les bulles chaudes montaient dans le réservoir et fluidisaient la couche de glace et d'eau. Ils ont pu augmenter l'efficacité du système avec l'augmentation du nombre de Reynolds, et sont arrivés à des corrélations permettant d'estimer le temps requis pour fondre la glace, ainsi que le transfert de chaleur. Cette recherche est validée expérimentalement.

Puisqu'il existe de nombreux médiums pouvant transférer leur chaleur à de la glace stockée, il existe une multitude de possibilités de recherche. Ce travail comporte une nouveauté dans le sens qu'il explore un médium pas encore étudié. Les auteurs ont obtenu des résultats expérimentaux fiables à la théorie, où le dépassement maximal était de 20%.

Bien que le médium de transfert de chaleur ne soit pas identique, cet article approfondit la compréhension de la fonte et le comportement de la glace dans un réservoir.

Choi, Kim, Kim et Yoon [4] ont développé une nouvelle méthode pour solidifier de l'eau plus efficacement dans un réservoir thermique de glace. Si une plaque évaporateur est placée au fond du réservoir, la glace peut être formée sans avoir besoin d'un distributeur d'eau, d'une pompe et d'une tuyauterie. Ils proposent finalement un système où la formation de glace se fait plus rapidement que dans un système à formation de glace conventionnel, et comparent leurs résultats.

Horbanuic, Dumitrascu et Popescu [5] ont étudié l'utilisation de caloducs dans un système de stockage thermique chaud et ont développé un modèle mathématique pour leur prédiction. Des caloducs avec ailettes ont été utilisés pour déplacer de la chaleur des fluides provenant de collecteurs solaires vers un matériau à changement de phase dans un réservoir à stockage thermique. Un autre groupe de caloducs avec ailettes a été utilisé pour tirer la chaleur latente du réservoir vers un débit de fluide froid, pour donc charger ou décharger le réservoir, ou pour effectuer les deux à la fois dépendant de l'usage requis.

Les collecteurs solaires pour l'eau deviennent de plus en plus communs dans des résidences ou commerces pour réduire les coûts en énergie du chauffe-eau. Les autres nouveautés sont l'implication des caloducs dans le système et le stockage thermique chaud avec un matériau à changement de phase.

Les résultats obtenus ont été mixtes. Le temps requis pour la solidification du matériau diverge de la réalité, mais la computation de l'épaisseur en fonction de l'énergie dissipée est adéquate. Enfin, cette recherche sert bien dans le mémoire puisqu'elle traite la combinaison du stockage thermique et des caloducs.

Lee et Jones [6] ont créé un nouveau modèle analytique simulant le chargement d'un système de stockage thermique en formant de la glace sur des tuyaux froids immergés dans de l'eau. Ils ont basé leur modèle sur la résistance thermique de la glace, la chaleur latente de fusion et la chaleur spécifique de l'eau pour déterminer la vitesse à laquelle la glace s'accumule sur le tuyau. Ils ont trouvé que la glace se forme en cylindres concentriques autour du tuyau. À mesure que la glace s'accumule, elle crée

une couche isolante autour des tuyaux et réduit le flux de chaleur transmis à l'eau. Le tout se réduit en une équation différentielle et une diminution exponentielle du flux de chaleur sur le temps qui est très rapprochée de la courbe expérimentale.

Ces auteurs ont aussi créé un modèle simple pour calculer le déchargement du réservoir. Les cylindres de glace ont été fondus par le passage d'un courant d'eau sur les cylindres. Cette fonte n'impliquait donc aucun réfrigérant ou transfert de chaleur dans un tuyau. Leur modèle est basé sur le nombre de Nusselt, des équations de transfert de chaleur d'un fluide en convection forcée sur un cylindre solide et de la réduction de la taille des cylindres avec le temps. Quelques facteurs correctifs ont été ajoutés, et leur corrélation assurait des résultats concrets. Bien que la recherche de l'auteur se concentre sur la fonte de la glace, cet article peut bien servir puisqu'il étudie le comportement diphasique de l'eau sur des tuyaux dans un réservoir.

Les articles [12]-[17] traitent aussi la fonte de glace sous différentes circonstances et pourraient être intéressants, mêmes s'ils ne sont pas cités dans ce mémoire.

1.2 Caloducs

Les premiers caloducs ont été construits il y a plus de 40 ans, mais ils ont fait une apparition tardive dans les marchés étant donné leur complexité et la disponibilité de l'énergie de cette période. Par contre, ces produits ont fait des percées dans plusieurs industries et un bon nombre d'articles de recherche ont été écrits à propos de cette technologie.

L'ouvrage de référence sur les caloducs a été écrit par Reay et Dunn [7] en 1983. Ce livre explique la composition et la fabrication des caloducs en grand détail et donne les équations théoriques permettant de calculer les limites de transfert de chaleur. La plupart des ouvrages écrits après cette date se réfèrent à ce livre et offrent des corrélations expérimentales pour ajuster les équations présentées par Reay. L'ouvrage se concentre surtout sur des caloducs avec mèche, mais des équations peuvent être également tirées pour des caloducs sans mèche. Puisqu'une grande portion du

mémoire se concentre sur le transfert de chaleur dans des caloducs, ce livre est important.

Leblanc et Sami [8] ont rassemblé des équations et des corrélations provenant de Reay et de plusieurs autres auteurs pour simuler le transfert de chaleur dans les caloducs. Ils ont utilisé ces équations pour prédire le transfert de chaleur dans des caloducs avec les nouveaux réfrigérants non azéotropiques de l'époque et les comparer avec des résultats expérimentaux dans un échangeur de chaleur air-air avec ailettes utilisant des caloducs sans mèche. Puisque leur modélisation des caloducs avec ailettes est identique au côté air des caloducs dans la recherche de l'auteur, cette mémoire est très utile pour trouver les résistances thermiques de ces composantes.

Une équation empirique particulière provenant des expériences de Feldman et Srinivasan [9] a surtout été utilisée dans leur étude. Ces derniers ont réussi à développer une corrélation qui prédit la quantité de chaleur maximale transportée par un caloduc en fonction de l'angle d'inclinaison, de son diamètre et de la charge et des propriétés du réfrigérant. Leurs résultats expérimentaux concordent presque directement avec leur corrélation, et elle est indépendante de la longueur du caloduc. Leurs résultats sont utiles car ils détaillent le type de caloduc utilisé dans le montage expérimental de l'auteur.

Bien que plusieurs références traitant le sujet existent, un modèle régissant le transfert de chaleur où la source de chaleur provient de 32 tubes inclinés sortant d'une partie d'un des murs du réservoir n'a pas été trouvé. Holman [10] a écrit un excellent livre de transfert de chaleur de base qui décrit une multitude de cas physiques en conduction, convection et rayonnement. Un chapitre entier est dédié au transfert de chaleur en convection naturelle provenant de solides immergés, et cette référence a été très utilisée pour la formulation des équations du mémoire.

Les articles [18]-[24] traitent aussi les caloducs sous différentes circonstances et pourraient être intéressants, mêmes s'ils ne sont pas cités dans ce mémoire.

CHAPITRE 2

MONTAGE EXPÉRIMENTAL

À la fin de l'année 2002, un intérêt a été pris par l'auteur et d'autres partis de développer un système de stockage thermique à taille réduite et pouvant être utilisé pour refroidir les couchettes de camions transporteurs. Une étude initiale avait été effectuée par le Dr. Samuel Sami [11] pour modéliser le système.

Après quelques succès expérimentaux modiques en utilisant un système à circulation de saumure, des améliorations possibles au système ont été discutées. Dr. Sami proposa l'utilisation de caloducs pour décharger la glace et d'effectuer l'étude du système.

En janvier 2003, la construction du montage expérimental a été entreprise dans le Centre de Technologie Thermique (CTT). Quelques ensembles de caloducs sans structure capillaire préfabriqués étaient disponibles et les caloducs les plus volumineux ont été utilisés : un assemblage de 32 tuyaux ayant 5/16 pouces de diamètre et 24 pouces de longueur avec ailettes qui, regroupés, formaient un prisme rectangulaire de $6 \times 12 \times 24 \text{ po}^3$. Ces tuyaux devaient être insérés étanchement dans un réservoir avec un certain angle optimal, initialement estimé entre 7 et 8 degrés et validé expérimentalement.

Les caloducs étaient composés de tuyaux avec ailettes séparés au milieu du tube en longueur par une plaque métallique. Pour immerger un côté de ces tuyaux dans le réservoir, les ailettes du côté condenseur ont été enlevés en utilisant une solution acide.

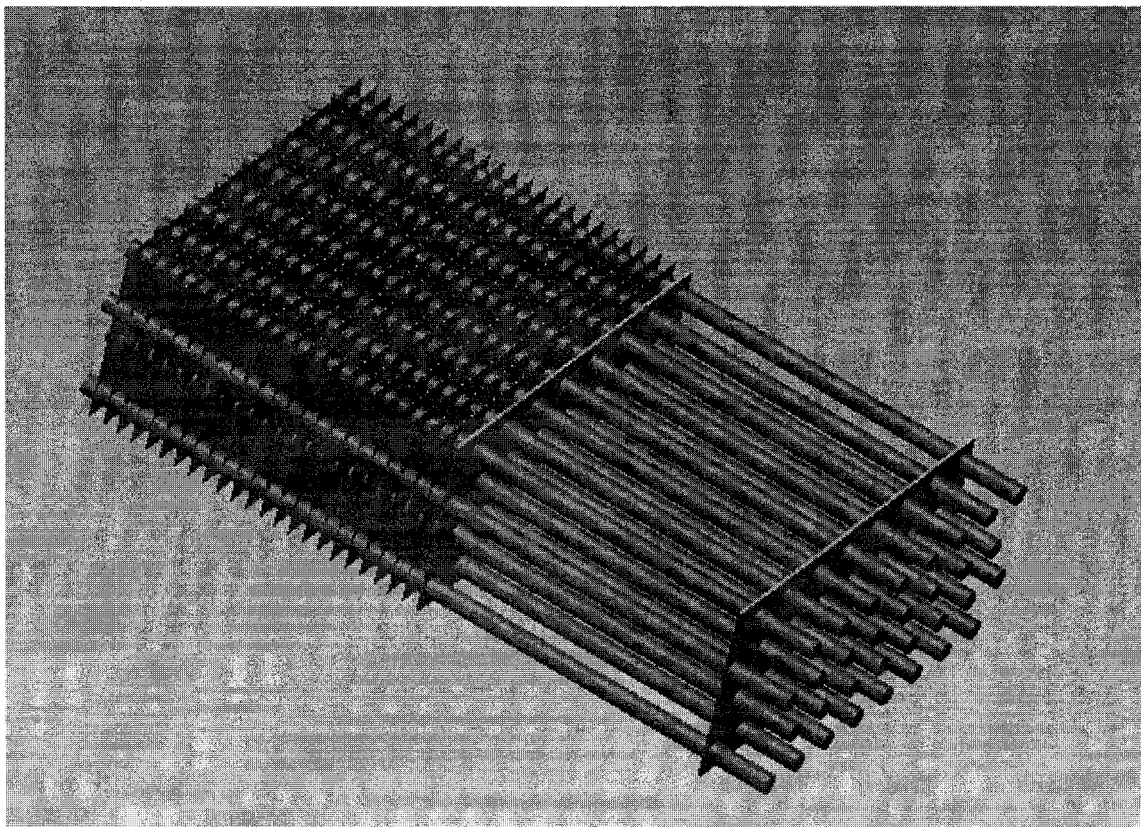


Figure 3 Assemblage de caloducs avec ailettes

La construction du banc d'essai expérimental ne pouvait débuter sans l'acquisition d'un réservoir pour stocker l'eau et la glace. Un réservoir de 80 litres fabriqué de plaques d'acier avec parois intérieures isolées a été construit. Ce réservoir avait des dimensions extérieures de $24 \times 24 \times 12 \text{ po}^3$, avait un couvercle et des parois isolantes en polystyrène d'un pouce d'épaisseur recouvrant les murs intérieurs.

Une structure extérieure en bois a été construite autour des caloducs avec ailettes de façon qu'ils puissent être insérés dans des conduits d'air de 6 pouces de diamètre. Une plaque métallique en acier au bout des tuyaux n'a pas été enlevée : la formation de glace d'un système de réfrigération aurait assez de force pour plier les tuyaux individuels, qui devaient donc être ancrés à eux-mêmes. Un trou rectangulaire a été coupé sur un côté du réservoir de façon à insérer les tuyaux dénudés et de garder les tuyaux avec ailettes à l'extérieur pour l'échange de chaleur avec l'air.

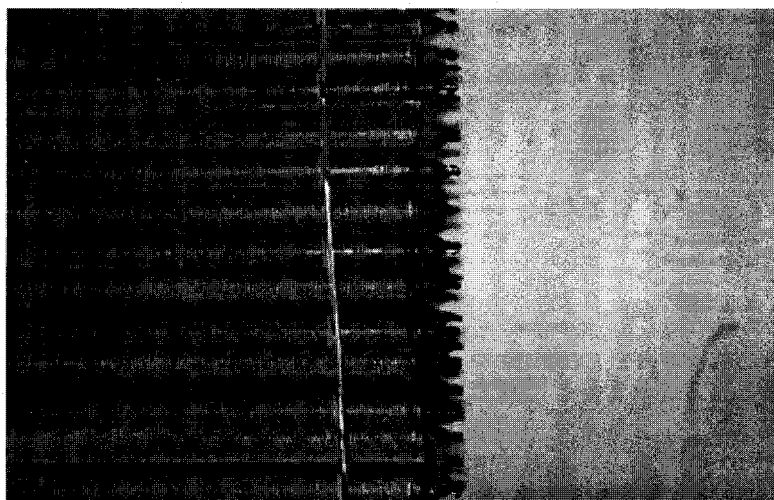


Figure 4 Groupement de caloducs

La plaque du centre devait être étanche pour éviter que l'eau de la boîte s'évacue vers l'échangeur d'air de l'autre côté du mur du réservoir. Pour ce faire, trois couches de silicone liquide ont été versées sur la plaque tenue horizontalement, remplissant les cavités entre les tuyaux et la plaque.

Puisque l'angle optimal des caloducs n'avait pas encore été vérifié expérimentalement, les caloducs devaient être ancrés au réservoir par des tiges filetées et des boulons. L'angle pouvait ainsi être ajusté en serrant ou en desserrant les boulons supérieurs, les boulons inférieurs étant serrés à leur maximum. La compagnie AlfaGomma a fait le don d'une quantité de caoutchouc étanche et compressible qui a servi à créer une barrière étanche entre la paroi extérieure du réservoir et la plaque séparant les tuyaux dénudés des tuyaux avec ailettes.

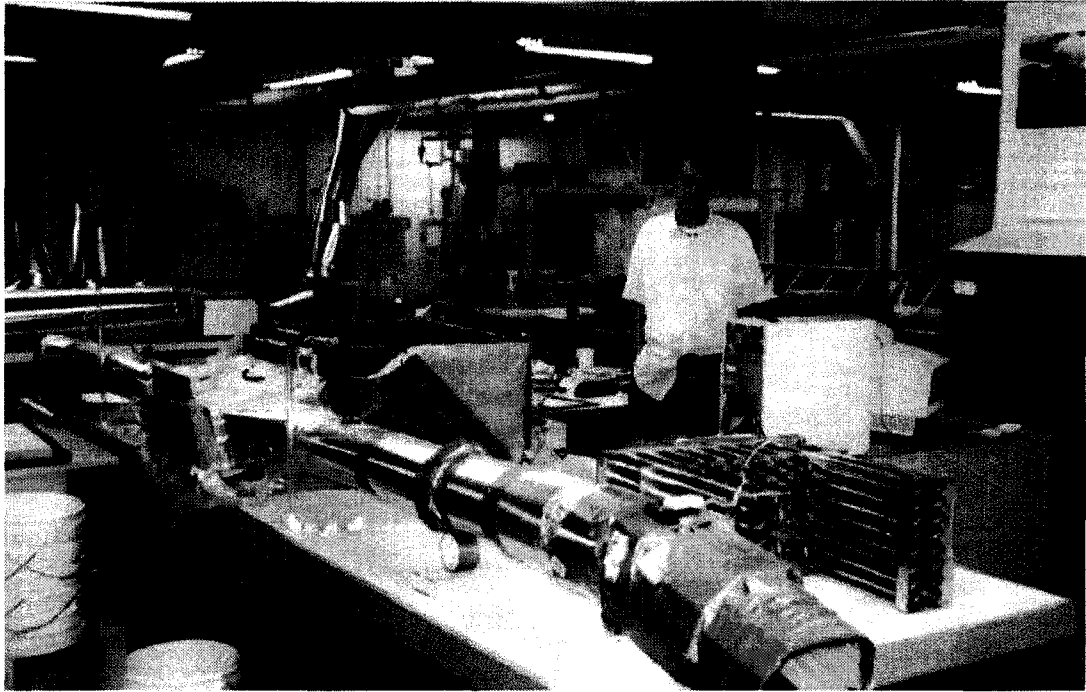


Figure 5 Montage expérimental au CTT

Une fois le groupe de caloducs installés et les boulons serrés, le trou crée sur le côté du réservoir devait être bouché pour éviter des fuites d'eau. Plusieurs couches de silicone liquide ont été versées dans le trou et une couche de polyuréthane dilatante a été injectée pour remplir les cavités restantes. Un peu de silicone conventionnelle a aussi été mise entre certaines fissures à l'intérieur et à l'extérieur du réservoir pour empêcher les fuites.

Deux conduits d'air de 6 pieds de longueur et 6 pouces de diamètre ont été rattachés à l'échangeur de chaleur pour permettre la longueur nécessaire pour que les senseurs performent adéquatement dans l'air. Deux ventilateurs ont été placés en série dans le conduit d'air entrant et un capteur de pression a été installé dans le conduit d'air sortant pour déterminer le débit de l'air. La figure 7 est une représentation tridimensionnelle du montage.



Figure 6 Montage expérimental au CTT

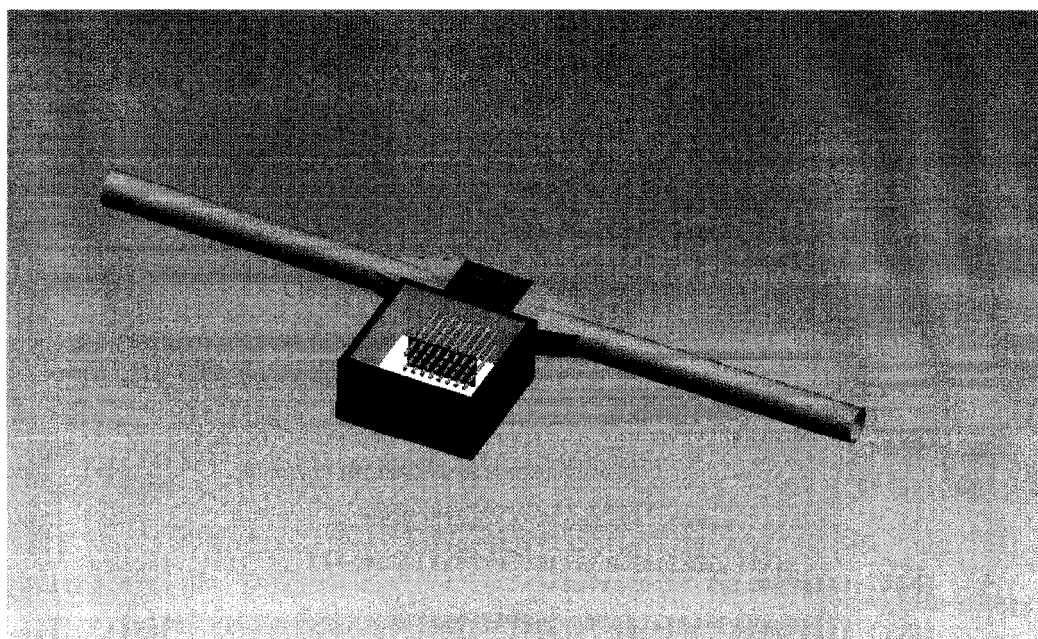


Figure 7 Figure 3D du montage expérimental

Des thermocouples ont été utilisés pour mesurer les températures du système. Deux thermocouples à bulbe sec et deux thermocouples à bulbe humide ont été placés dans le circuit d'air, un de chaque à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur.

Douze thermocouples ont été placés dans le réservoir, suspendus à de points variés par un montage en fil métallique. Ces thermocouples ont été rattachés à une carte d'acquisition de données reliée à un ordinateur, où un programme écrit avec LabView enregistrerait les données acquises. Les thermocouples présentent une incertitude de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Cependant, pour chaque thermocouple, 1000 lectures sont prises dans l'espace d'une seconde et moyennées, pour donner une valeur de température acceptable.

La différence de pression de l'air dans le conduit, permettant de mesurer le débit de l'air, a été lue par un capteur de pression de type bourdon. Le positionnement de tous les thermocouples et le capteur de pression sont représentés sur la figure 8 et expliqués dans le tableau I.

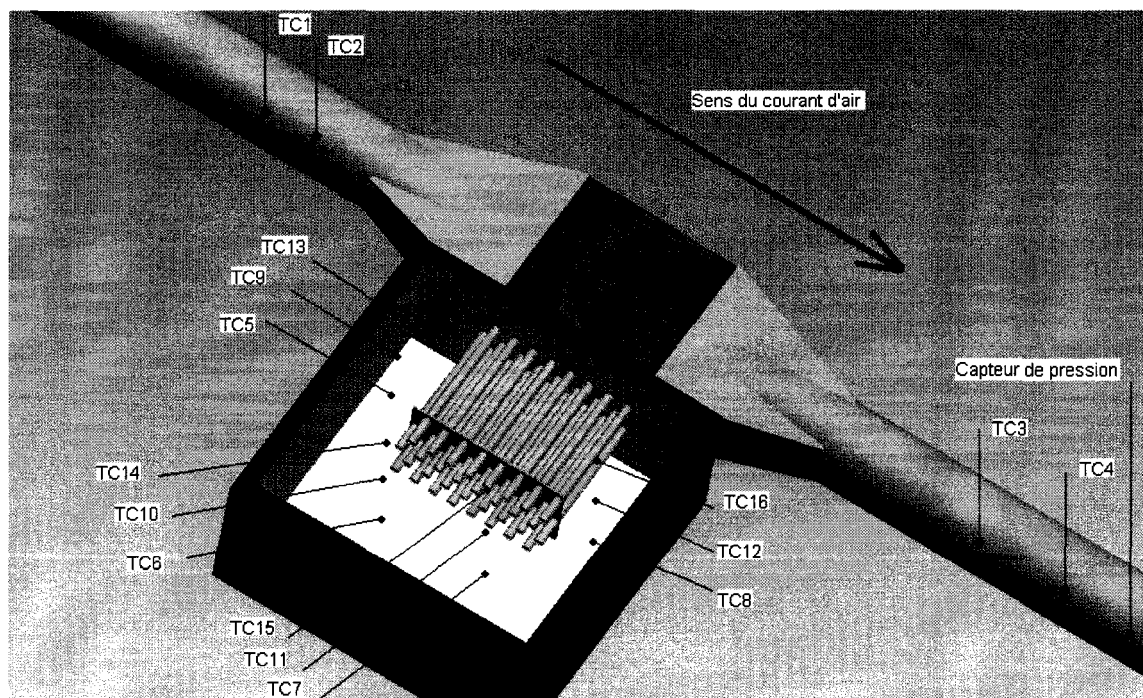


Figure 8 Positionnement des thermocouples et du capteur de pression

Tableau I
Fonction des éléments de mesure expérimentaux du système

Objet	Fonction
TC1	Température sèche de l'air entrant
TC2	Température humide de l'air entrant
TC3	Température sèche de l'air sortant
TC4	Température humide de l'air sortant
TC5 – TC8	Températures près du plancher du réservoir
TC9 – TC12	Températures à la mi-hauteur du réservoir
TC13 – TC16	Températures près du plafond du réservoir
Capteur de pression	Capteur de pression de type bourdon

Tous les thermocouples utilisés dans le réservoir à l'exception de TC5 étaient fabriqués manuellement et donnaient une erreur de température beaucoup plus élevée que les thermocouples dans le circuit d'air, qui étaient préfabriqués. Un ajustement devait être fait pour corriger la lecture de ces thermocouples et la ramener à une valeur juste. Ces ajustements ont été les suivants :

Tableau II
Ajustement de la lecture des thermocouples du réservoir

Thermocouple	Ajustement (°C)
TC5	0
TC6	-0.95314457
TC7	-0.69430931
TC8	-0.49328614
TC9	-1.06163985
TC10	-0.91544616
TC11	-0.58835264
TC12	-0.60397362

Tableau II (suite)

TC13	-1.10359073
TC14	-0.83290112
TC15	-0.78146075
TC16	-0.35

Les températures du réservoir dans ce mémoire ont tous déjà été ajustées.

Selon les indications du fabricant, la pression détectée par le capteur de pression pour ce conduit de 6 pouces équivaut à un débit d'air en CFM par la formule suivante :

$$\dot{Q}_{\text{air}} = 500.99(P^{0.5018}) \quad (CFM) \quad (2.1)$$

Si le caloduc est placé à un certain angle où le condenseur est situé à un niveau plus élevé que l'évaporateur, la gravité servira à accélérer le débit de réfrigérant liquide vers le condenseur. Cela est appelé un *angle favorable*. Chaque type de caloduc a un certain angle où l'efficacité est maximale. Une fois le système monté, l'angle d'inclinaison optimal du réservoir a pu être déterminé expérimentalement en variant l'inclinaison du réservoir.

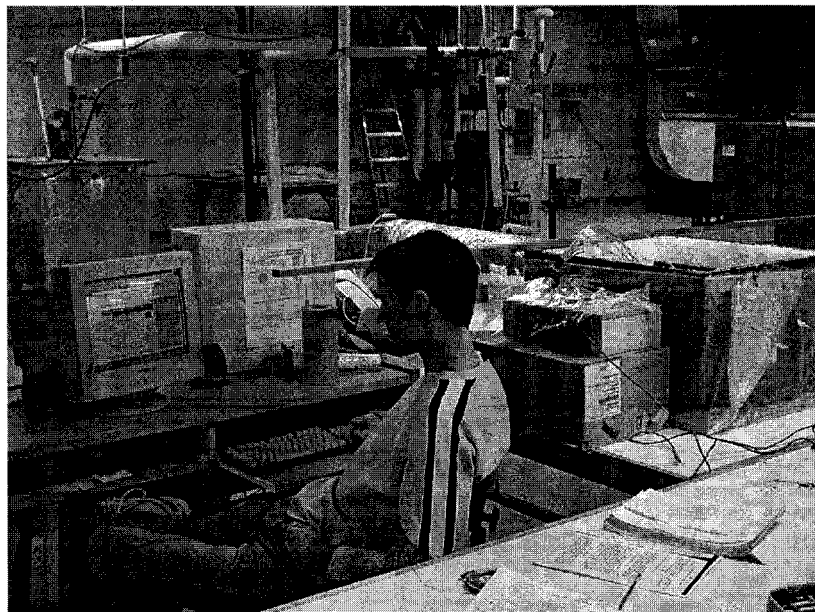
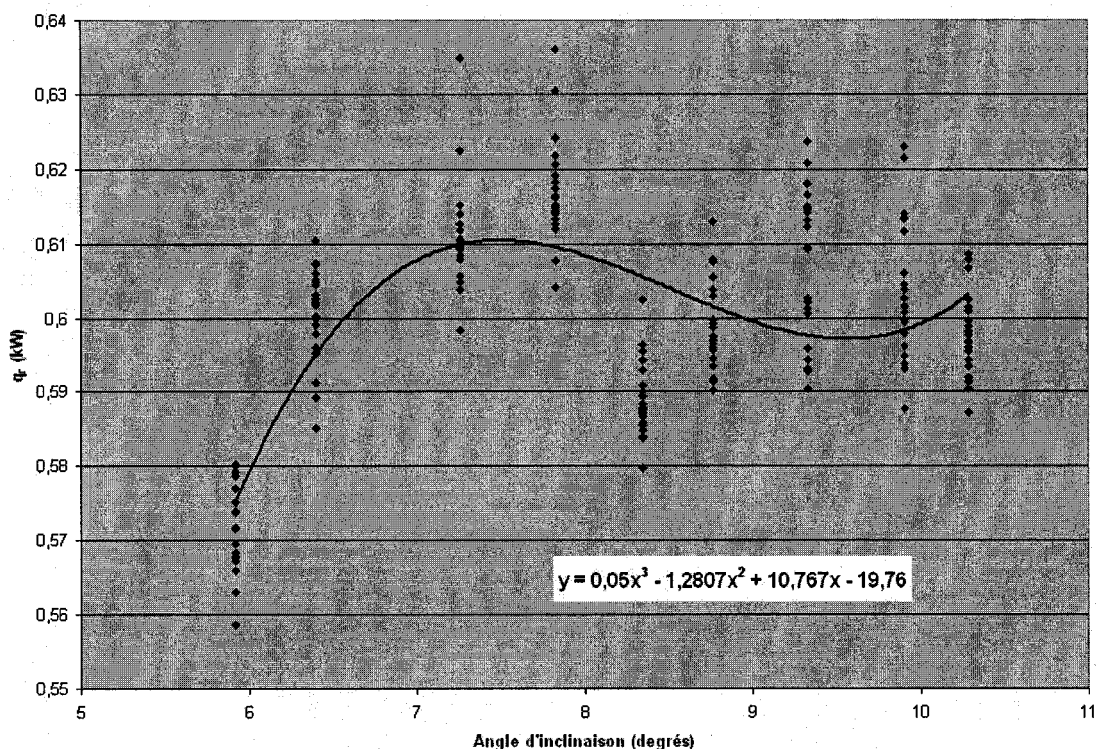


Figure 9 Détermination de l'angle d'inclinaison du réservoir

Selon les connaissances du Dr. Sami, l'angle optimal des caloducs avait initialement été estimé entre 7° et 8° . Pour valider cette hypothèse, il a été varié entre $5,9^{\circ}$ et $10,29^{\circ}$. Les résultats de cette expérience se retrouvent sur le graphique 2. En dérivant l'équation de la courbe du graphique, il a été déterminé que l'angle optimal de ces caloducs était d'environ $7,48^{\circ}$. Les données ne semblent pas continues car cette expérience a débuté à l'angle de $10,29^{\circ}$ en diminuant. Étant donné que le transfert de chaleur diminue dans le temps, le fait que ce transfert est plus élevé vers $7,48^{\circ}$ supporte l'hypothèse que le transfert de chaleur est plus élevé à cet angle.



Graphique 2 Performance des caloducs selon l'angle d'inclinaison

Une fois les caloducs fixés à cet angle vis-à-vis l'horizontale, un système de réfrigération devait être implanté dans le réservoir pour transformer l'eau contenue en glace. Un évaporateur a été conçu pour être fixé dans le réservoir. Cependant, les autres composantes du système n'ont jamais été acquises et la glace devait être trouvée ailleurs. À certaines reprises, de grandes quantités de glace concassée ont été versées dans le réservoir qui a ensuite été rempli d'eau.

Cependant, lors des expériences déroulées en hiver, le réservoir de 80 litres a souvent été complètement rempli de neige provenant de l'extérieur et d'eau. La neige humide présente des qualités presque identiques à la glace, à l'exception que sa chaleur latente de fusion est inférieure et que les températures de la neige humide sont souvent entre 0°C – 2°C . Les données expérimentales avec la neige peuvent être valides si certaines propriétés de la glace sont ajustées dans le modèle mathématique.

Les expériences ont pour but de comparer la réponse du système en modifiant certaines propriétés et débits d'air. Lors des expériences, la température de l'air entrant a été variée entre 25°C et 35°C, l'humidité relative à 25%, 50% et 75% et le débit de l'air à 85, 120 et 160 CFM. Les résultats ont ensuite été comparés entre eux à certains temps après le lancement du système pour démontrer leurs relations caractéristiques.

Une fois ces expériences terminées, les équations théoriques du système ont été développées et ont pu être comparées aux résultats expérimentaux. La description de ces équations est présentée au chapitre 3.

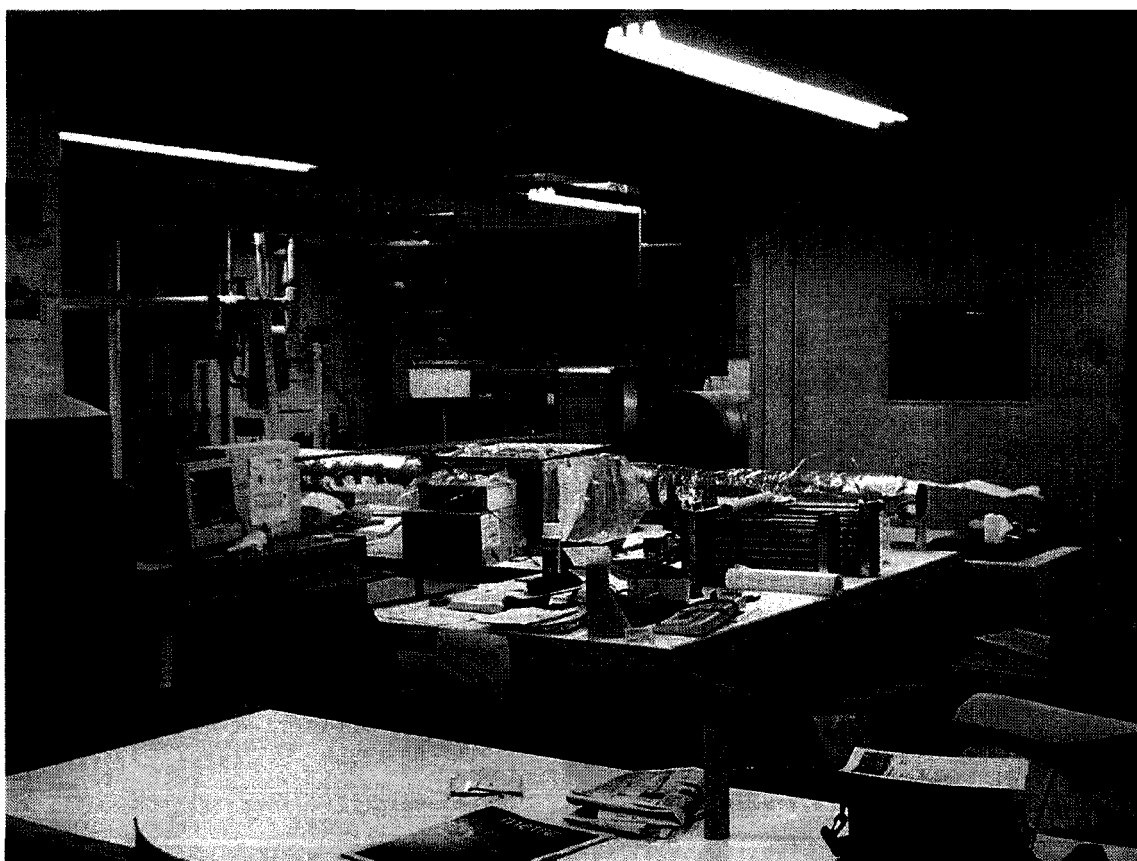


Figure 10 Montage expérimental

CHAPITRE 3

DESCRIPTION DU MODÈLE THÉORIQUE

Bien que plusieurs modèles pour de nombreuses situations d'échange thermique existent, aucun modèle répondant exactement à la situation et la géométrie de cette expérience n'a été trouvé. Le modèle théorique du montage expérimental a donc été développé presque entièrement à partir du livre « Heat Transfer » de J.P. Holman [10]. Cet excellent ouvrage de référence présente plusieurs équations et formules pour plusieurs situations de base en transfert de chaleur par conduction, convection et radiation.

En combinant plusieurs équations formulées pour des situations particulières et en introduisant quelques facteurs de correction décrits dans ce chapitre, il est possible d'approximer numériquement le transfert de chaleur du montage expérimental.

La méthode utilisée pour calculer le transfert de chaleur théorique dans le système est de composer une résistance thermique allouée à chaque composante du système entre l'air entrant et la glace, et de les combiner à la fin. Ces résistances sont schématisées sur la figure 11.

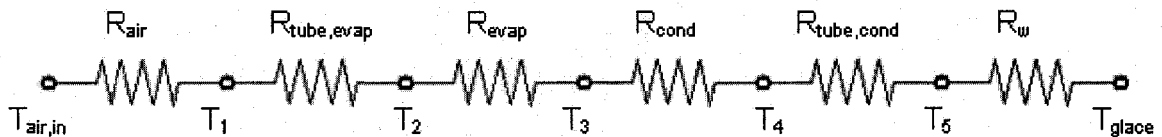


Figure 11 Résistances thermiques et températures du système

3.1 Calcul de la résistance du réservoir de glace

La variable x sert à mesurer la distance entre la paroi extérieure des caloducs dans le réservoir et le mur de glace. À mesure que la glace se transforme en eau, ce mur s'éloigne des tuyaux et la résistance thermique attribuée à cette couche d'eau devient de plus en plus grande. Le taux de transfert thermique global diminue donc dans le

temps. Deux valeurs sont calculées à partir de la variable x ; le taux de transfert de chaleur \dot{q}_r , et la quantité de chaleur transférée, Q . À partir de ces valeurs, le temps écoulé peut être déduit.

Le calcul de transfert thermique dans le réservoir est basé sur quatre étapes de fonte de glace et une étape de réchauffement d'eau. La première étape décrit le transfert de chaleur entre les caloducs et la glace en modélisant des cylindres d'eau qui se forment initialement autour des tubes. Dès que les cylindres se rejoignent, la glace située entre les caloducs est supposée fondue.

À partir de ce moment, l'on suppose que l'eau forme un prisme rectangulaire croissant autour du groupe de caloducs. Ce prisme a trois étapes, chacune d'elles terminant lorsque le mur de glace atteint une paroi du réservoir. Dès que le dernier mur de glace a fondu, les équations de la cinquième étape sont utilisées, soit le transfert de chaleur entre le condenseur et l'eau froide du réservoir.

Les caloducs de ce système sont placés à un angle de 7,48 degrés, mais pour fins de simplicité, ils sont supposés horizontaux dans le modèle théorique.

3.1.1 Étape 1

Au lancement du système, le réservoir entier abrite un bloc de glace dans lequel repose le condenseur des caloducs. La chaleur de l'air est ainsi transportée aux caloducs, qui la transfèrent à la glace. À mesure que la glace fond, il est supposé que des cylindres concentriques d'eau se forment autour des tuyaux. Cette étape termine lorsque les cylindres deviennent assez grands pour se rejoindre. Les figures 12 et 13 représentent la couche d'eau entourant les caloducs lors de cette étape, qui représente la glace fondue. La glace ou la neige ne sont pas représentées pour des fins de visionnement.

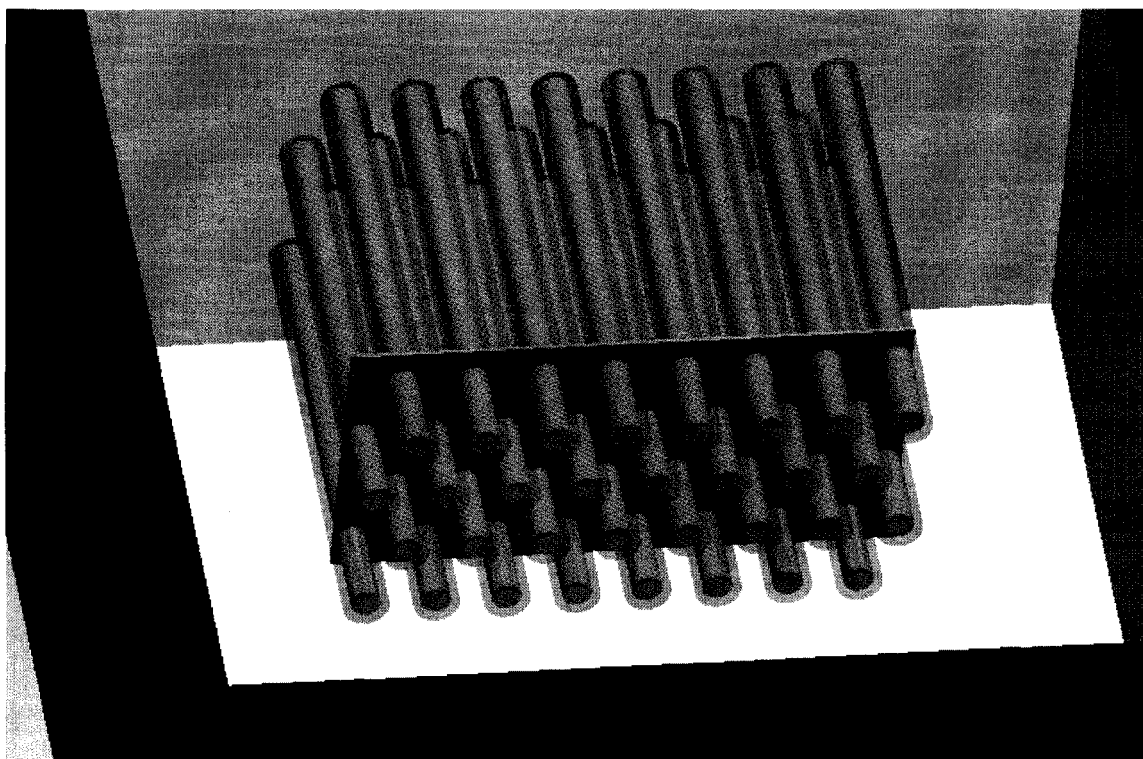


Figure 12 Couche d'eau à l'étape 1, vue oblique

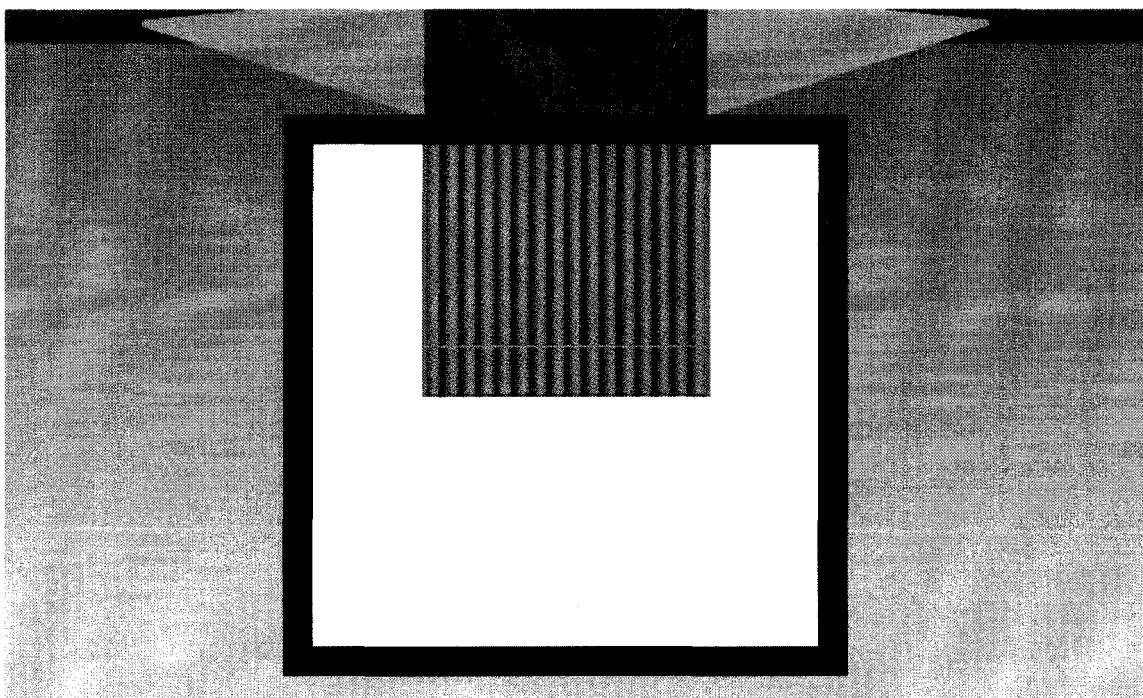


Figure 13 Couche d'eau à l'étape 1, vue du dessus

Zhu et Zhang [1] ont étudié le phénomène de fonte de glace autour des tuyaux et ont développé des corrélations permettant d'ajuster les coefficients de transfert de chaleur pour les phénomènes de dilatation et de convection de l'eau. Ils ont trouvé qu'au lieu de fondre sous forme d'un cylindre concentrique, la couche d'eau atteint plutôt la forme d'un œuf excentrique avant de devenir un cylindre rond mais où le centre est déplacé vers le haut du centre du tuyau. En effet, l'eau plus chaude sera moins dense que l'eau froide et la chaleur émanant des caloducs aura tendance à fondre la glace située au-dessus. Les corrections amenées au transfert de chaleur sont utilisées dans les équations présentées dans cette section, mais pour préserver la simplicité des équations, les cylindres d'eau sont supposés parfaitement concentriques, tel que représenté à la figure 14.

À la première étape, la variable x représente la distance entre la paroi du caloduc et le mur de glace cylindrique. La taille des cylindres varie entre $x = 0$ à $x = 0,01508125$ m. Ce chiffre est basé sur la géométrie du caloduc utilisé dans les expériences.

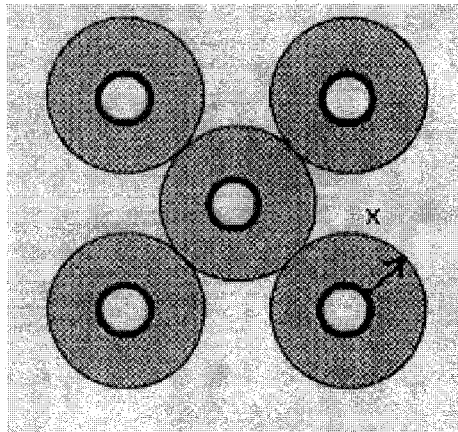


Figure 14 Cercles concentriques autour des caloducs, étape 1

Le nombre de Raleigh est la multiplication du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl.

$$Ra_l = Gr Pr = \frac{x^3 \rho_w^2 \beta_w g C p_w (T_5 - T_{glace})}{\mu_w \cdot k_w} \quad (3.1)$$

où, pour l'eau :

$$\rho_w = 998 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$\beta_w = 0,00015$$

$$Cp_w = 4180 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$\mu_w = 0,000998 \text{ N} \cdot \text{s}$$

$$k_w = 0,602 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

La température T_5 , température de la surface extérieure des caloducs dans le réservoir, est d'abord itérée et ensuite calculée dans l'équation (2.80), où elle est retournée jusqu'à l'équilibre.

Selon Zhu et Zhang [1], le nombre de Raleigh pour des cylindres concentriques est retrouvé avec la formule suivante.

$$Ra_c = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)^4}{\left(d_{ext}^{-0,6} + d_{int}^{-0,6}\right)^5 l^3} Ra_l \quad (3.2)$$

Le rayon et le diamètre interne du cylindre d'eau sont le rayon et le diamètre externe du caloduc. Cependant, puisque

$$r_{ext} = r_{HP,ext} + x \quad (3.3)$$

donc,

$$Ra_c = \frac{\ln\left(\frac{r_{HP,ext} + x}{r_{HP,ext}}\right)^4}{\left[\left(d_{HP,ext} + 2x\right)^{-0,6} + d_{HP,ext}^{-0,6}\right]^5 (L_c N)^3} Ra_l \quad (3.4)$$

où $L_c N$ est la longueur de totale des sections de caloduc immergés, L_c étant la longueur de la section condenseur d'un caloduc et N étant le nombre de caloducs immergés.

Dans les cas où la température de l'eau est entre 0°C et 10°C, l'évaluation des effets de convection sur la conductivité thermique de l'eau dans un cylindre, la conductivité effective, peut être effectuée à l'aide de l'équation suivante :

$$k_{w,eff,cylindres} = a k_w Ra_c^b \quad (3.5)$$

Où selon Zhu et Zhang [1], $a = 0,9$ et $b = 0,05$.

La résistance de la couche d'eau à la première étape se calcule par l'équation de résistance thermique entre éléments radiaux :

$$R_{w,1} = \frac{\ln\left(\frac{r_{HP,ext.} + x}{r_{HP,ext.}}\right)}{2 \pi k_{w,eff,cylindres} L_c N} \quad (3.6)$$

À la fin de cette étape, les cylindres concentriques se rejoignent et les calculs passent directement à l'étape 2, où toute la glace entre les cylindres est supposée fondue. Bien qu'il reste des morceaux de glace entre les cylindres, ils sont supposés négligeables.

3.1.2 Étape 2

Aux étapes 2, 3 et 4, la glace fondue n'est plus considérée comme ayant la forme de cylindres d'eau autour des caloducs, mais ayant plutôt celle d'un prisme cubique dont la longueur des parois varie en fonction de x . La fonte de la glace ne se fait pas réellement de façon cubique. En réalité, l'eau adopte une forme sphérique excentrique, mais cette modélisation approxime le comportement du système.

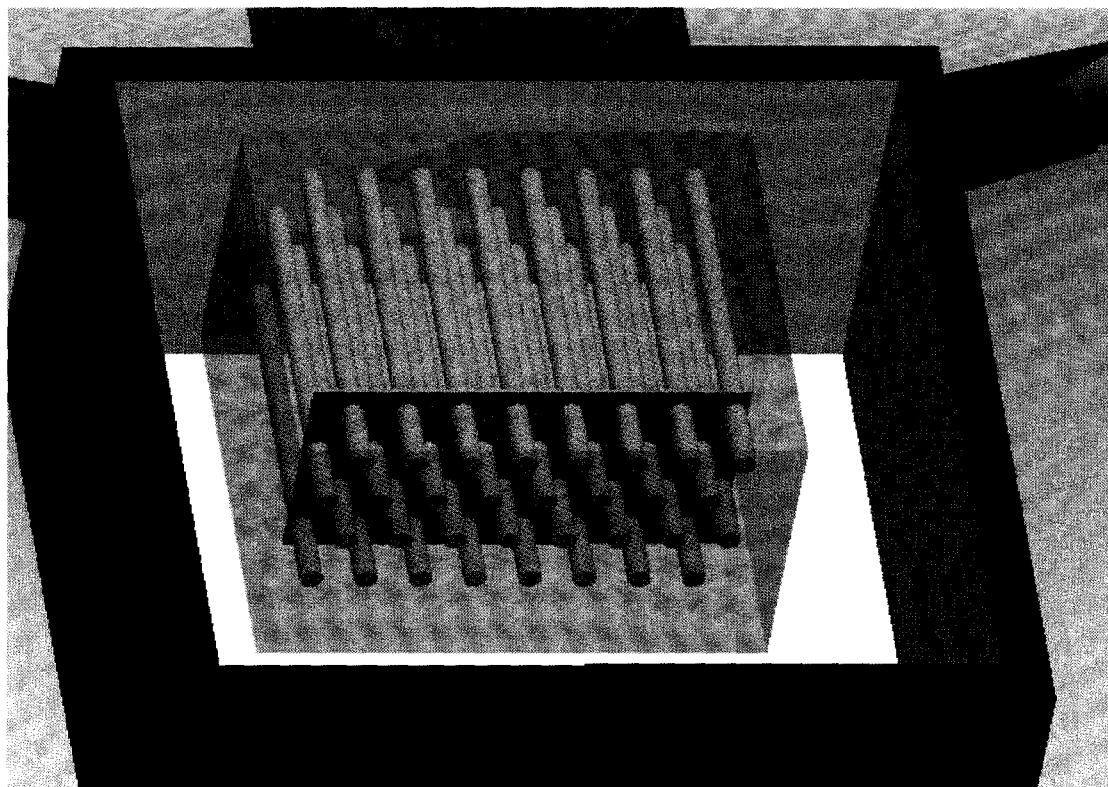


Figure 15 Couche d'eau à l'étape 2, vue oblique

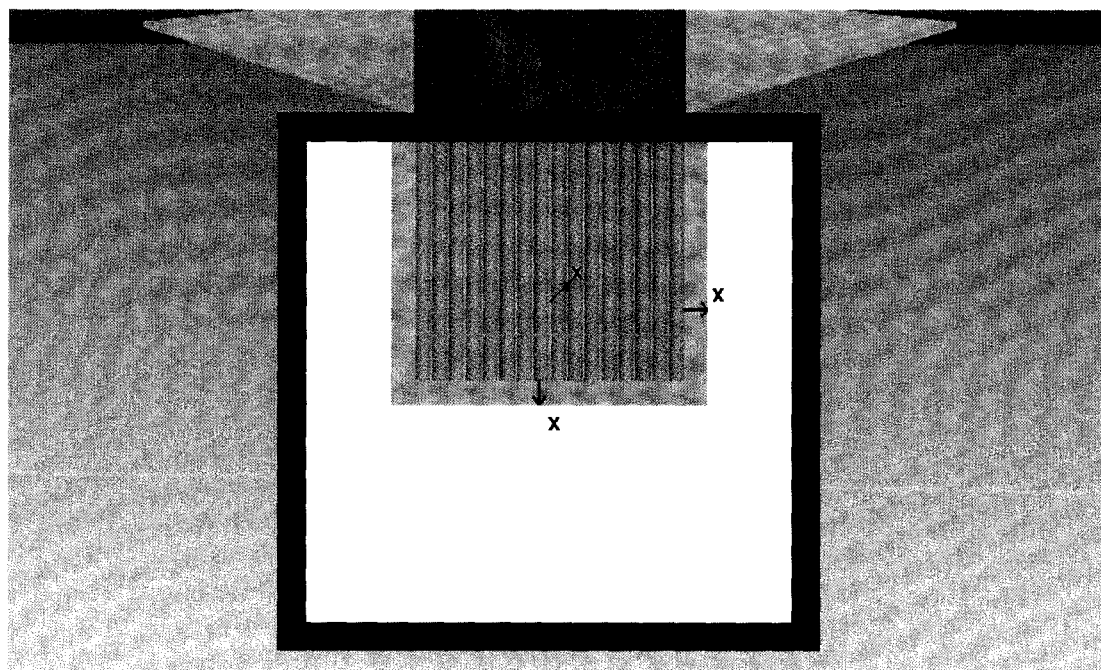


Figure 16 Couche d'eau à l'étape 2, vue du dessus

Holman [10] énumère plusieurs facteurs de forme pour approximer les résistances thermiques de plusieurs formes géométriques. La résistance de ces formes est définie par :

$$R = \frac{1}{kS} \quad (3.7)$$

où S est un facteur de forme, ou « Shape Factor ».

Selon Holman [10], dans un mur tridimensionnel tel un four, des facteurs de forme séparés sont utilisés. Dans le cas où toutes les dimensions intérieures sont plus grandes qu'un cinquième de l'épaisseur du mur,

$$S_{mur} = \frac{A_m}{L_m} \quad (3.8)$$

$$S_{bordure} = 0,54D_m \quad (3.9)$$

$$S_{coin} = 0,15L_m \quad (3.10)$$

où A_m = surface du mur
 L_m = épaisseur du mur
 D_m = longueur de la bordure

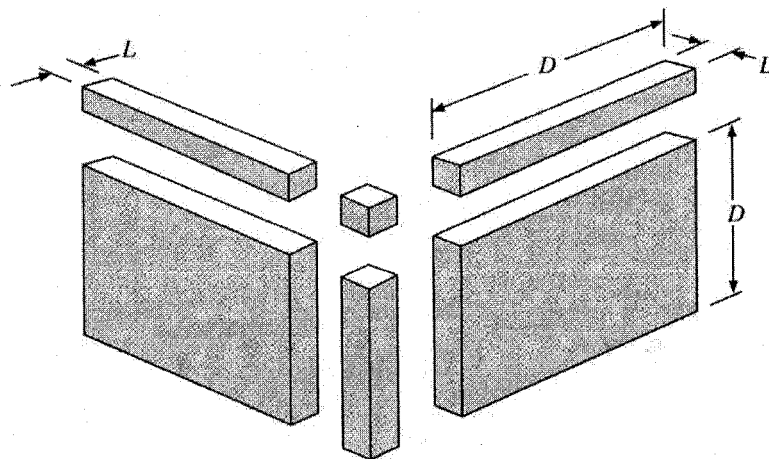


Figure 17 Variables utilisées dans le calcul des facteurs de forme

Les murs représentent le prisme rectangulaire d'eau entourant les caloducs. Les facteurs de tous les murs, bordures et coins sont additionnés pour former le facteur S global utilisé dans le calcul de la résistance.

Lors de la seconde étape, la glace a fondu autour des caloducs et il est assumé qu'elle a complètement fondu à l'intérieur des limites de l'assemblage de caloducs dans le réservoir. À ce point, la couche d'eau entre le regroupement et le mur de glace croît avec la croissance de x en longueur, largeur et hauteur. Le facteur x est essentiellement remis à zéro dans les calculs, mais suit la dernière valeur de x de l'étape précédente pour des fins de continuité. Lors de cette étape, les murs de glace entourent les caloducs de tous les côtés sauf la paroi traversée par le caloduc, et l'étape prendra fin lorsque le front de glace aura atteint le plafond et le plancher du réservoir. Ici, x varie de $x = 0,01508125$ à $x = 0,09128125$ m selon la géométrie du montage expérimental.

Le calcul des facteurs de forme de la deuxième étape se fait donc à l'aide des équations modifiées suivantes. Il y a cinq 'murs' ou fronts de glace entourant le groupe de caloducs. Un 'plafond' et un 'plancher' sur l'axe horizontal, deux murs sur les côtés et un au fond. Entre ces murs il y a aussi des bordures et des coins.

$$S_{mur,2} = \frac{La_{HP}H_{HP}}{x - 0,01508125} + \frac{2L_cH_{HP}}{x - 0,01508125} + \frac{2L_cLa_{HP}}{x - 0,01508125} \quad (3.11)$$

$$S_{bordure,2} = 4 \times 0,54 L_c + 2 \times 0,54 La_{HP} + 2 \times 0,54 H_{HP} \quad (3.12)$$

$$S_{coin,2} = 4 \times 0,15(x - 0,01508125) \quad (3.13)$$

Le facteur de forme S global est l'addition des facteurs de forme individuels.

$$S_2 = S_{mur,2} + S_{bordure,2} + S_{coin,2} \quad (3.14)$$

La conductivité thermique doit être recalculée pour les effets de convection sur la conductivité de l'eau dans un espace cubique. Holman [10] identifie des longueurs effectives qui doivent être calculées pour être utilisées dans le calcul du nombre de Raleigh. La longueur effective est exprimée par l'inverse de la somme des inverses des longueurs horizontales et verticales.

$$L_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{\sum L_x} + \frac{1}{\sum L_y}} \quad (3.15)$$

donc,

$$L_{eff,2} = \frac{1}{\frac{1}{2(L_c + 2(x - 0,01508125)) + (La_{HP} + 2(x - 0,01508125))} + \frac{1}{H_{HP} + 2(x - 0,01508125)}} \quad (3.16)$$

Le nombre de Raleigh de la seconde étape devient :

$$Ra_{l,cubes,2} = Gr Pr = \frac{L_{eff,2}^3 \rho_w^2 \beta_w g C p_w (T_5 - T_{glace})}{\mu_w \cdot k_w} \quad (3.17)$$

Selon Holman [10], la conductivité thermique effective s'exprime ensuite par la formule suivante pour plusieurs situations géométriques :

$$k_{eff} = C k Ra^n \left(\frac{L}{\delta} \right)^m \quad (3.18)$$

Où C = 0,046, n = 1/3 et m = 0 pour une série de plaques dans un espace fermé.

La conductivité thermique devient alors :

$$k_{w,eff,cubes,2} = 0,046 k_w Ra_{l,cubes,2}^{1/3} \quad (3.19)$$

La résistance thermique de l'eau à la seconde étape s'exprime en additionnant la résistance des cubes d'eau à la résistance de l'eau finale de la première étape :

$$R_{w,2} = \frac{1}{k_{w,eff.cubes,2} S_2} + R_{w,1,final} \quad (3.20)$$

3.1.3 Étape 3

À cette étape, le mur de glace a atteint le plafond et le plancher du réservoir. N'ayant théoriquement plus de glace au dessus et en dessous des caloducs, la régression des murs de glace se poursuit aux côtés des caloducs et vers le fond du réservoir. L'étape prendra fin lorsque les deux murs de glace sur les côtés des caloducs auront atteint la limite du réservoir.

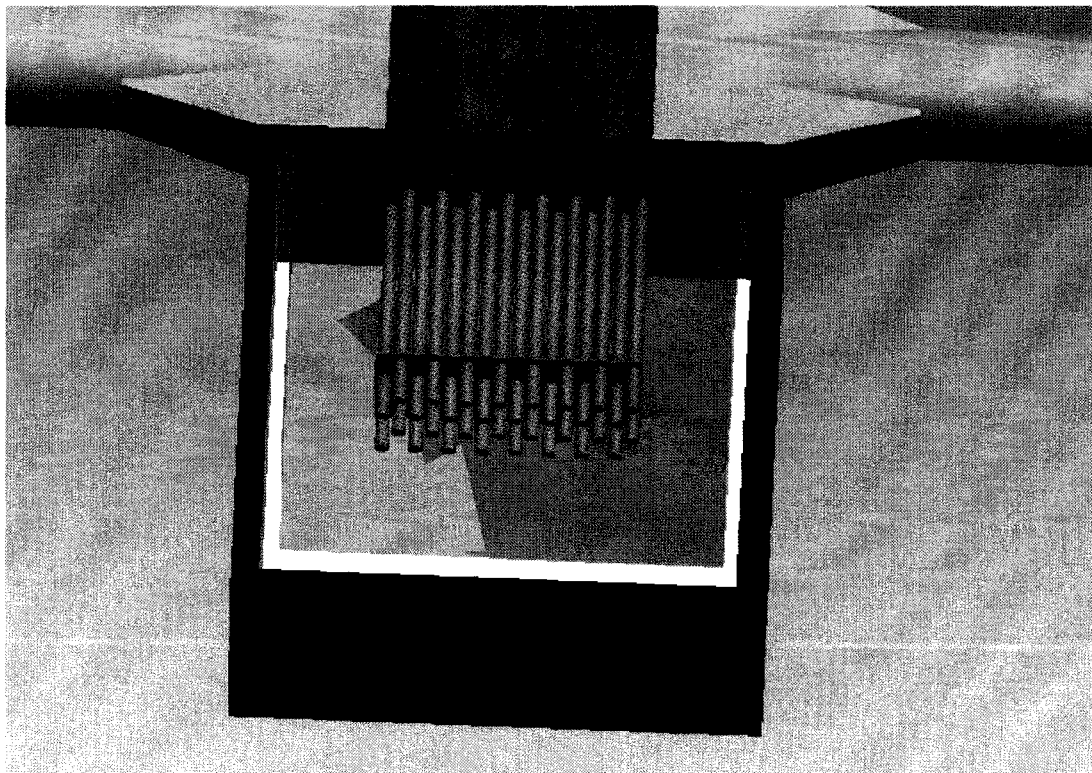


Figure 18 Couche d'eau à l'étape 3, vue oblique

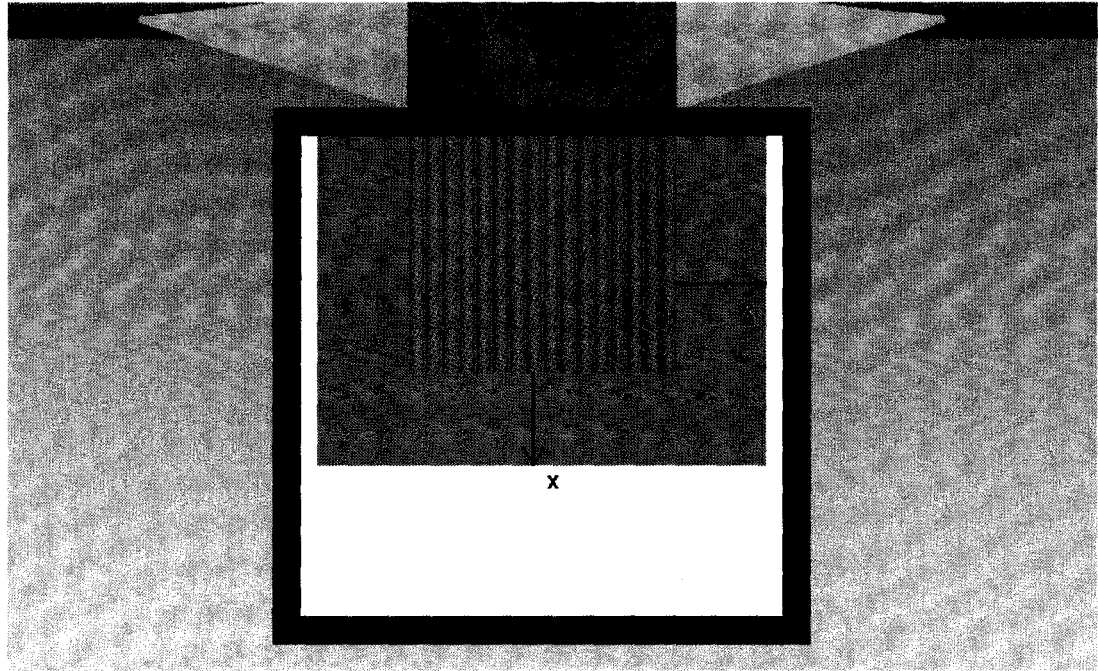


Figure 19 Couche d'eau à l'étape 3, vue du dessus

Ici, x varie de $x = 0,09128125$ à $x = 0,12303125$ m et les facteurs de forme deviennent :

$$S_{mur,3} = \frac{La_{HP} H_{HP}}{x - 0,01508125} + \frac{2L_c H_{HP}}{x - 0,01508125} \quad (3.21)$$

$$S_{bordure,3} = 4 \times 0,54 L_c + 2 \times 0,54 La_{HP} + 2 \times 0,54 H_{HP} \quad (3.22)$$

$$S_{coin,3} = 4 \times 0,15(x - 0,01508125) \quad (3.23)$$

Le facteur de forme S global est l'addition des facteurs de forme individuels.

$$S_3 = S_{mur,3} + S_{bordure,3} + S_{coin,3} \quad (3.24)$$

À la troisième étape, deux murs de glace sont enlevés, et la longueur effective devient :

$$L_{eff,3} = \frac{1}{\frac{1}{2(L_c + 2(x - 0,01508125)) + (La_{HP} + 2(x - 0,01508125))} + \frac{1}{H_{réservoir}}} \quad (3.25)$$

Le nombre de Raleigh de la troisième étape s'exprime par :

$$Ra_{l,cubes,3} = Gr Pr = \frac{L_{eff,3}^3 \rho_w^2 \beta_w g C p_w (T_5 - T_{glace})}{\mu_w \cdot k_w} \quad (3.26)$$

La conductivité thermique de cette étape s'exprime par :

$$k_{eff,cubes,3} = 0,046 k_w Ra_{l,cubes,3}^{1/3} \quad (3.27)$$

La résistance thermique de l'eau de la troisième étape s'exprime enfin par :

$$R_{w,3} = \frac{1}{k_{eff,cubes,3} S_3} + R_{w,1,final} \quad (3.28)$$

3.1.4 Étape 4

À cette étape, la glace qui se trouvait au dessus et sur les côtés du groupement de caloducs est supposée fondue. Le seul mur de glace restant se trouve devant les tuyaux et progresse jusqu'au fond du réservoir.

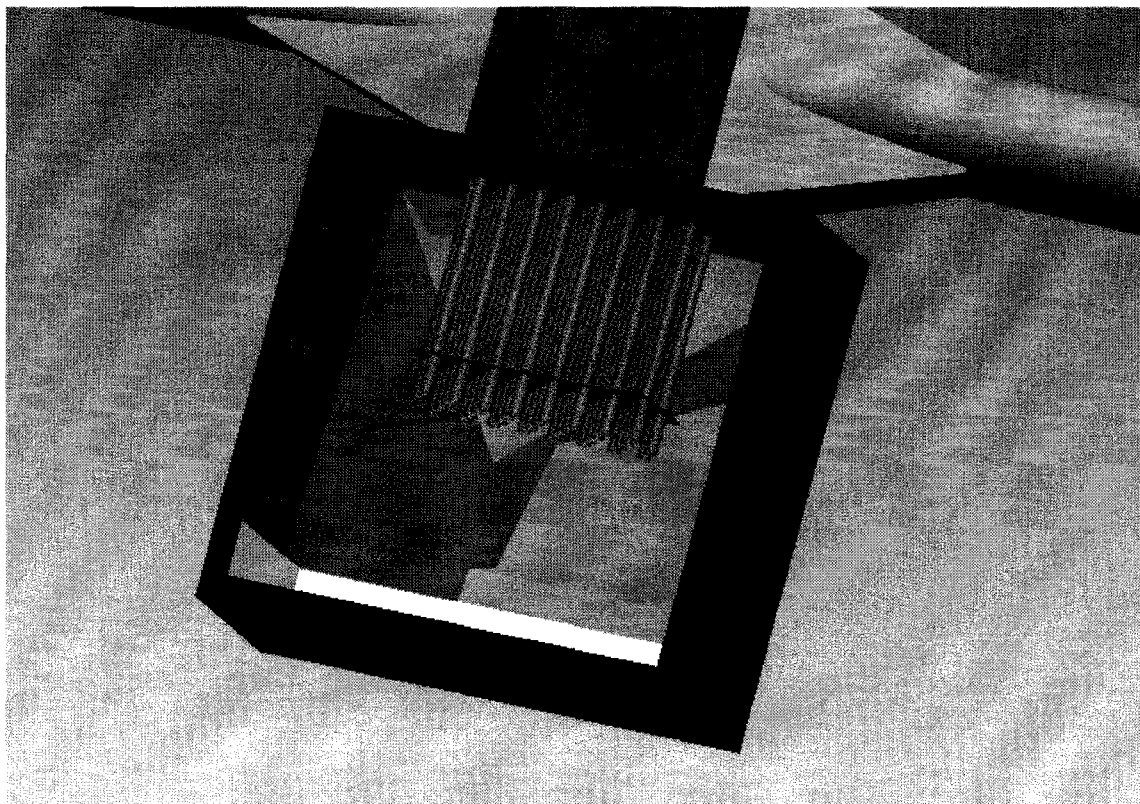


Figure 20 Couche d'eau à l'étape 4, vue oblique

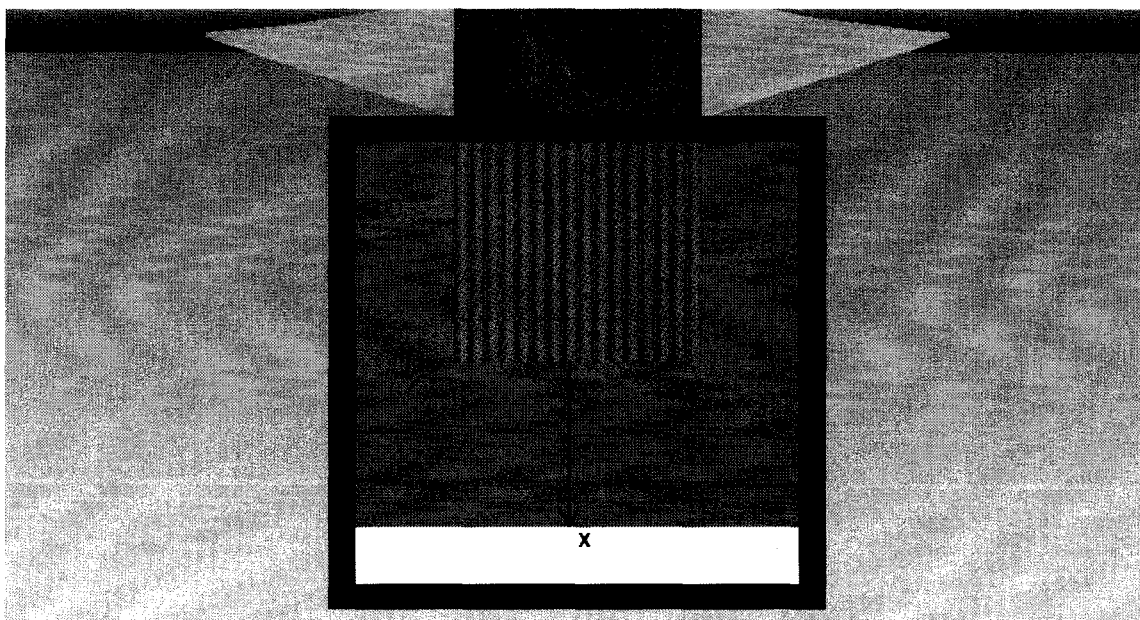


Figure 21 Couche d'eau à l'étape 4, vue du dessus

Ici, x varie de $x = 0,12303125$ à $x = 0,24368125$ m et les facteurs de forme deviennent :

$$S_{mur,4} = \frac{La_{HP} H_{HP}}{x - 0,01508125} \quad (3.29)$$

$$S_{bordure,4} = 2 \times 0,54 La_{HP} + 2 \times 0,54 H_{HP} \quad (3.30)$$

$$S_{coin,4} = 4 \times 0,15(x - 0,01508125) \quad (3.31)$$

Le facteur de forme S global est l'addition des facteurs de forme individuels.

$$S_4 = S_{mur,4} + S_{bordure,4} + S_{coin,4} \quad (3.32)$$

À la quatrième étape, il reste que le mur de glace du fond dont la hauteur et la largeur a atteint les limites du réservoir. La longueur effective devient :

$$L_{eff,4} = \frac{1}{\frac{1}{La_{réservoir}} + \frac{1}{H_{réservoir}}} \quad (3.33)$$

Le nombre de Raleigh à la quatrième étape s'exprime par :

$$Ra_{l,cubes,4} = Gr Pr = \frac{L_{eff,4}^3 \rho_w^2 \beta_w g C p_w (T_5 - T_{glace})}{\mu_w \cdot k_w} \quad (3.34)$$

La conductivité thermique à cette étape s'exprime par :

$$k_{eff,cubes,4} = 0,046 k_w Ra_{l,cubes,4}^{1/3} \quad (3.35)$$

La résistance thermique de l'eau à la quatrième étape s'exprime enfin par :

$$R_{w,4} = \frac{1}{k_{eff.cubes,4} S_4} + R_{w,1,final} \quad (3.36)$$

3.1.5 Étape 5

À la cinquième étape, la glace est considérée comme étant complètement fondue, mais l'eau est toujours plus froide que l'air et l'échange de chaleur est toujours possible. Le facteur x n'est plus utilisé et les calculs sont formulés en fonction d'une itération de la température moyenne de l'eau dans le réservoir. La température initiale de l'eau est calculée en sommant les résistances de la fin de la quatrième étape, ce qui sera démontré à la section 3.5.

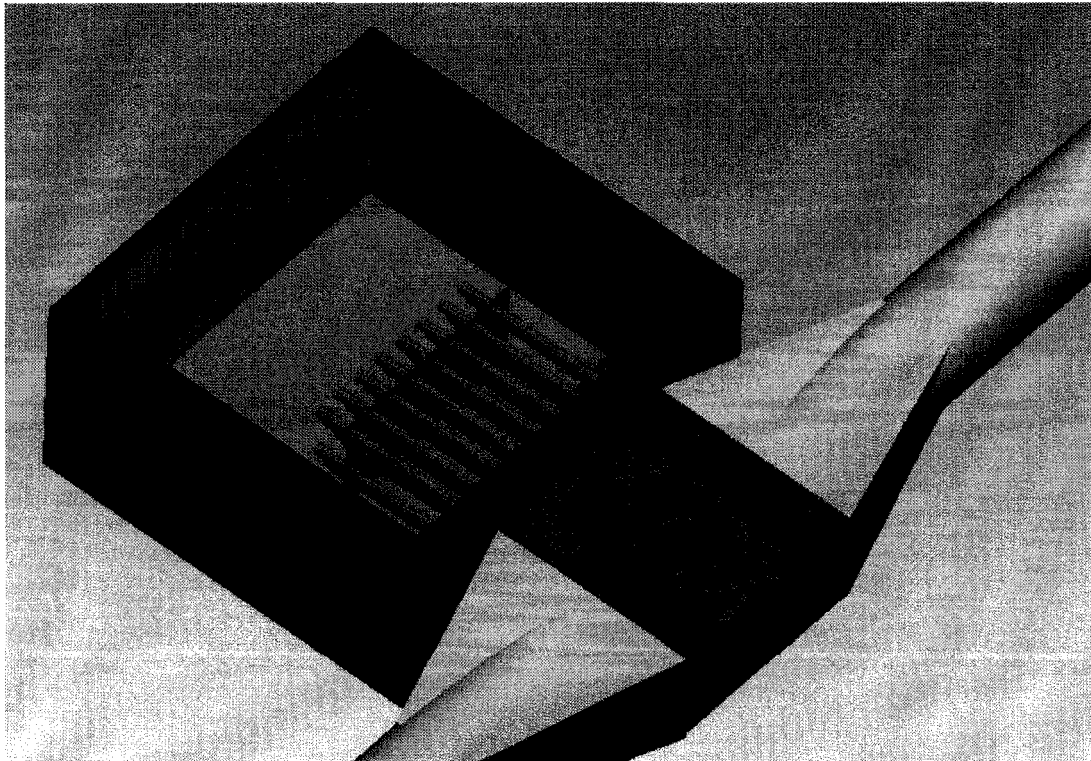


Figure 22 Couche d'eau à l'étape 5, vue oblique

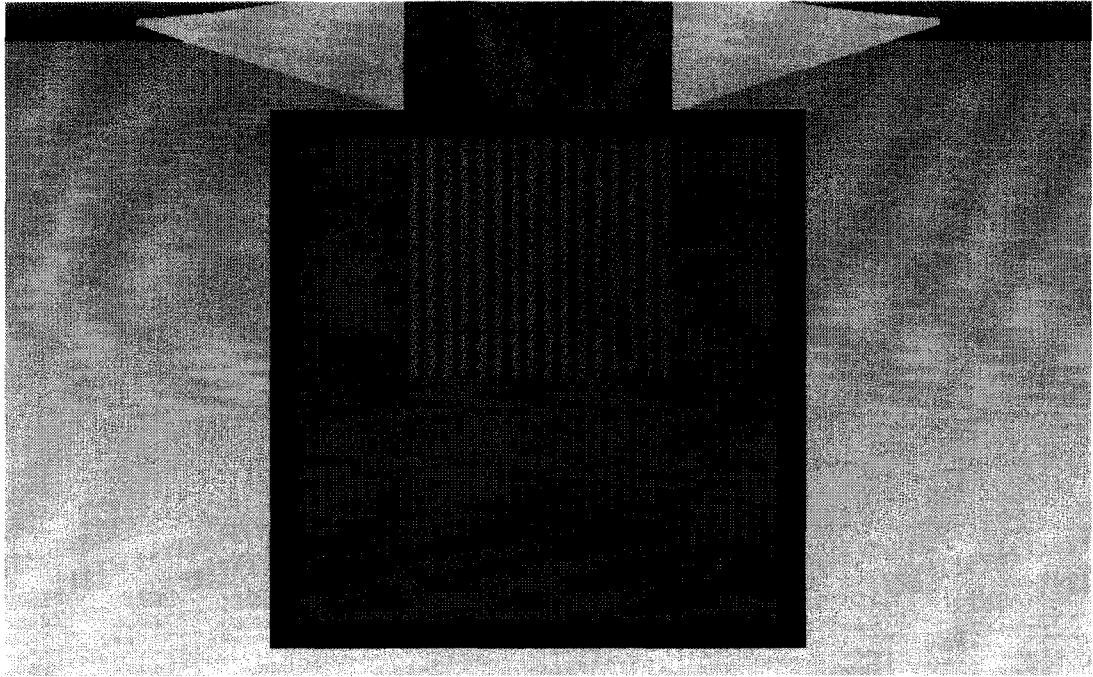


Figure 23 Couche d'eau à l'étape 5, vue du dessus

Selon Holman [10], un bon nombre de circonstances de convection naturelle où des solides maintenus à une certaine température sont immergés dans des fluides peuvent être représentés par le nombre de Nusselt, où

$$\overline{Nu}_f = C(Gr_f Pr_f)^m \quad (3.37)$$

pour un cylindre horizontal. Quand le nombre de Raleigh ($GrPr$) se situe entre 10^4 et 10^9 , $C = 0,53$ et $m = \frac{1}{4}$.

L'indice f indique que les propriétés du groupe adimensionnel sont évaluées à la température du film, qui est définie comme étant la moyenne de la température de la surface du solide et du fluide.

$$T_f = \frac{T_\infty + T_{surface}}{2} \quad (3.38)$$

Pour un cylindre immergé en convection naturelle, le coefficient de transfert de chaleur en convection naturelle est défini comme suit :

$$h = \frac{\overline{Nu}_f k_f}{d} \quad (3.39)$$

et la résistance est liée à h par

$$R = \frac{1}{hA} \quad (3.40)$$

où A est la surface de contact.

La température du film d'eau autour des caloducs T_f est évaluée entre la surface extérieure des sections de caloducs immergés et la température moyenne de l'eau, calculés plus loin avec les équations (2.80) et (2.81) et retournés pour itération.

$$T_{f,5} = \frac{T_s + \overline{T}_w}{2} \quad (3.41)$$

La longueur de référence du nombre de Raleigh de ce système est le diamètre externe des caloducs.

$$Ra_{d,f,5} = Gr_{d,f} Pr_f = \frac{d_{HP,ext}^3 \rho_w^2 \beta_w g C_{p_w} (T_{f,5} - T_{glace})}{\mu_w \cdot k_w} \quad (3.42)$$

Le nombre de Nusselt de l'eau devient, pour ce cas :

$$\overline{Nu}_{w,5} = 0,53 (Ra_{d,f,5})^{1/4} \quad (3.43)$$

Le coefficient de transfert de chaleur est :

$$h_{w,5} = F \frac{\overline{Nu}_{w,5} k_w}{d_{HP,ext}} \quad (3.44)$$

où F est un facteur de correction imposé par l'auteur et calculé avec l'équation 3.90.

La résistance de l'eau à la cinquième étape s'exprime par :

$$R_{w,5} = \frac{1}{h_{w,5} \pi d_{HP,ext} L_c N} \quad (3.45)$$

Ces formules sont valides pour un cylindre unique immergé et suspendu dans un bain de fluide. Cependant, puisque plusieurs caloducs sont regroupés près d'un mur du réservoir et que le réservoir n'est pas d'une taille infinie, le facteur de correction F doit être apporté à cette valeur de résistance. Ce facteur sera calculé plus loin et renvoyé à cette étape.

3.2 Coefficient de transfert de chaleur et résistance de l'air pour des tubes avec ailettes rectangulaires

Le transfert de chaleur initial entre l'air et la section évaporateur du caloduc se fait par le biais d'ailettes placées dans l'échangeur. Cela vise à augmenter la surface de contact de l'air et d'augmenter la performance. L'air transfère donc une certaine quantité de chaleur aux tubes et sort de l'échangeur refroidi. La figure 24 indique comment la chaleur se transfère à l'ailette et à la paroi du caloduc. Cette section est tirée du mémoire de Leblanc [8].

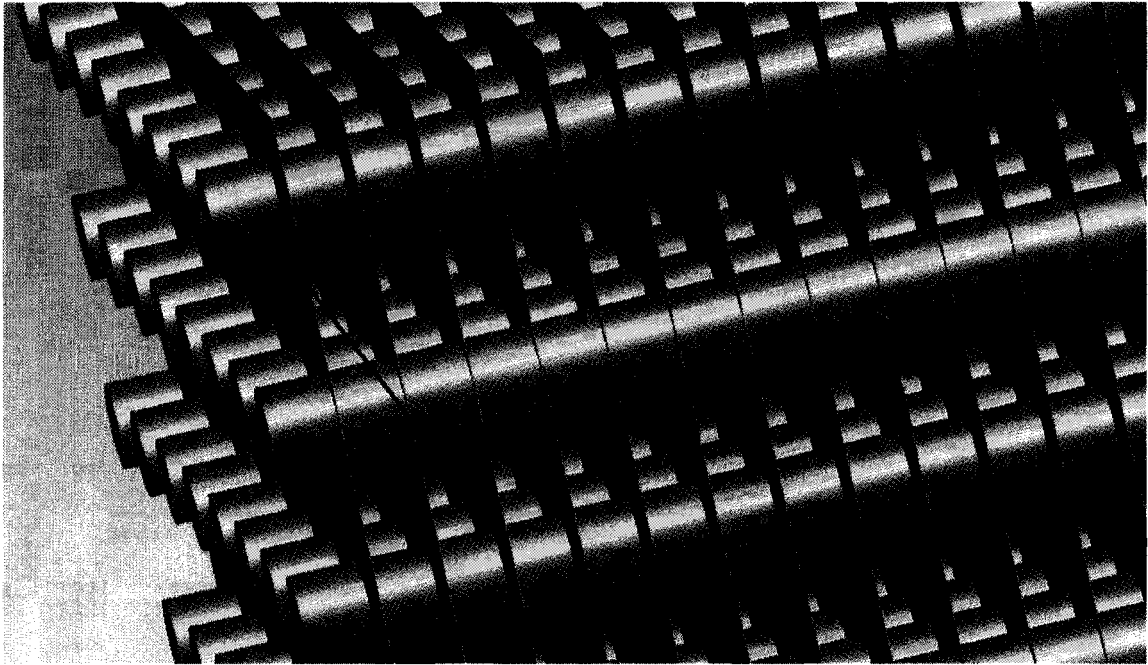


Figure 24 Flux de chaleur h_{air} entre l'air et les ailettes

Leblanc [8] mentionne que McQuinston a établi une corrélation du coefficient de transfert de chaleur entre des tubes et des ailettes basée sur le diamètre des tubes, l'épaisseur et l'espacement des ailettes ainsi que le nombre de caloducs disposés horizontalement et verticalement. Cette corrélation est basée sur le module de Colburn j et le nombre de Reynolds. Ces formules peuvent être appliquées à un assemblage de caloducs.

Selon le Worcester Polytechnic Institute [27], les propriétés de l'air à une température entre 0 K et 1600 K à pression atmosphérique peuvent être retrouvées avec les formules suivantes :

Masse volumique :

$$\rho_{\text{air}} = 360,77819 T_{\text{air,in}}^{-1,00336} \quad (3.46)$$

Chaleur spécifique :

$$Cp_{air} = 1,9327 \times 10^{-10} (T_{air,in})^4 - 7,9999 \times 10^{-7} (T_{air,in})^3 + 0,0011407 (T_{air,in})^2 - 0,4489 (T_{air,in}) + 1057,5 \quad (3.47)$$

Conductivité thermique :

$$k_{air} = 1,5207 \times 10^{-11} (T_{air,in})^3 - 4,8574 \times 10^{-8} (T_{air,in})^2 + 0,00010184 (T_{air,in}) - 0,00039333 \quad (3.48)$$

Viscosité dynamique :

$$\mu_{air} = \rho_{air} \left[1,5207 \times 10^{-11} (T_{air,in})^3 - 4,8574 \times 10^{-8} (T_{air,in})^2 + 0,00010184 (T_{air,in}) - 0,00039333 \right] \quad (3.49)$$

Toutes les températures des formules ci-haut sont en degrés Kelvin.

En premier lieu, pour un diamètre, le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re_d = \frac{G_e d_{HP,ext}}{\mu_{air}} \quad (3.50)$$

G_e est la vitesse massique de l'air dans l'évaporateur, défini par :

$$G_e = \frac{\dot{m}_{air}}{A_e} \quad (3.51)$$

où A_e est la surface minimale d'écoulement dans l'échangeur d'air.

Le module Colburn nécessite le rapport de la surface totale sur la surface extérieure des tubes sans ailettes. Ce rapport équivaut à :

$$\frac{A}{A_T} = \frac{4}{\pi} \frac{S_L}{d_h} \frac{S_T}{d_{HP,ext}} \varphi \quad (3.52)$$

où

S_L espacement longitudinal des tuyaux

S_T espacement transversal des tuyaux

$d_h = 4 L_e / A$ diamètre hydraulique

$\phi = A_e / A$ rapport de la surface minimale d'écoulement libre sur la surface frontale de l'échangeur

McQuinston a utilisé le facteur suivant pour le calcul du facteur j .

$$JP = Re_d^{-0,4} \left(\frac{A}{A_T} \right)^{-0,15} \quad (3.53)$$

Pour la région ($100 > Re_d > 4000$) du nombre de Reynolds, *McQuinston* a obtenu la corrélation suivante pour le facteur j d'un échangeur à quatre rangées de tubes.

$$j = 0,0014 + 0,2618(JP) \quad (3.54)$$

Si l'échangeur a $N_{rangées}$ rangées de caloducs, l'équation suivante permet de calculer le facteur de Colburn adéquat.

$$j_n = \left[\frac{1 - 1280 N_{rangées} Re_b^{-1,2}}{1 - 5120 Re_b^{-1,2}} \right] [0,0014 + 0,2618(JP)] \quad (3.55)$$

où

$$Re_b = \frac{G_e S_L}{\mu_{air}} \quad (3.56)$$

Enfin, le calcul du coefficient de transfert de chaleur pour l'air se calcule comme suit :

$$h_{air} = \frac{j C p_{air} G_e}{Pr_{air}^{2/3}} \quad (3.57)$$

où Pr est le nombre de Prandtl défini par

$$Pr_{air} = \frac{\mu_{air} C_{p_{air}}}{k_{air}} \quad (3.58)$$

Il est nécessaire d'introduire l'efficacité des ailettes dans les calculs du coefficient de transfert de chaleur de l'air. Cette efficacité est définie comme suit :

$$\eta_{ailettes} = \frac{\text{chaleur transmise par la surface de l'ailette}}{\text{chaleur transmise si la surface entière est à la température de la base}} \quad (3.59)$$

L'efficacité d'ailettes à épaisseur constante dans un arrangement de tubes placés en quinconce peut être définie par les équations suivantes.

$$\eta_{ailettes} = \frac{\tanh(m h_f)}{m h_f} \quad (3.60)$$

où

$$m = \left(\frac{2h_{air}}{k_{ailettes} e_{ailettes}} \right) \quad (3.61)$$

$k_{ailettes}$ étant la conductivité thermique du matériau dont les ailettes sont fabriqués et $e_{ailettes}$ étant leur épaisseur. Le coefficient de transfert de chaleur des ailettes est :

$$h_f = r_{HP,ext} \left(\frac{\frac{S_T}{2} \sqrt{\frac{2\sqrt{3}}{\pi}}}{r_{HP,ext}} - 1 \right) \left(1 + 0,35 \ln \left(\frac{\frac{S_T}{2} \sqrt{\frac{2\sqrt{3}}{\pi}}}{r_{HP,ext}} \right) \right) \quad (3.62)$$

L'efficacité des ailettes est ensuite multipliée au coefficient de transfert de chaleur de l'air.

$$h_{air} = \eta_{ailettes} \frac{jCp_{air}G_e}{Pr_{air}^{2/3}} \quad (3.63)$$

La résistance entre l'air et les ailettes de l'évaporateur est liée au coefficient de transfert de chaleur avec cette équation :

$$R_{air} = \frac{1}{h_{air} A_{ailettes}} \quad (3.64)$$

où $A_{ailettes}$ est la surface totale de toutes les ailettes dans l'échangeur.

3.3 Résistance de la paroi des tuyaux du caloduc

La paroi du caloduc offre une petite résistance thermique. Elle peut être calculée par l'équation des éléments résistifs radiaux. La chaleur passe au travers de la paroi deux fois, une fois à l'évaporateur et une fois au condenseur. La longueur totale de tous les caloducs est atteinte en multipliant les longueurs par N .

$$R_{tube,evap} = \frac{\ln(r_{HP,ext}/r_{HP,int})}{2\pi k_{tube} L_e N} \quad (3.65)$$

$$R_{tube,cond} = \frac{\ln(r_{HP,ext}/r_{HP,int})}{2\pi k_{tube} L_c N} \quad (3.66)$$

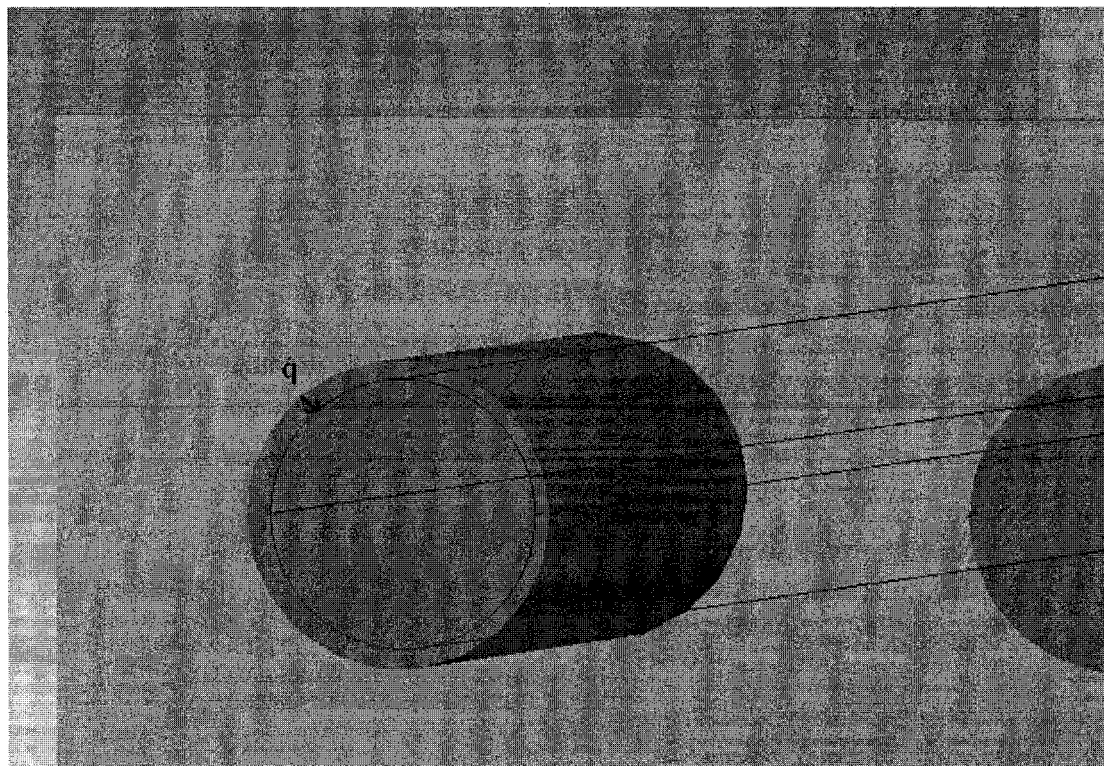


Figure 25 Résistance thermique $R_{\text{tube,évap}}$ entre les parois du caloduc

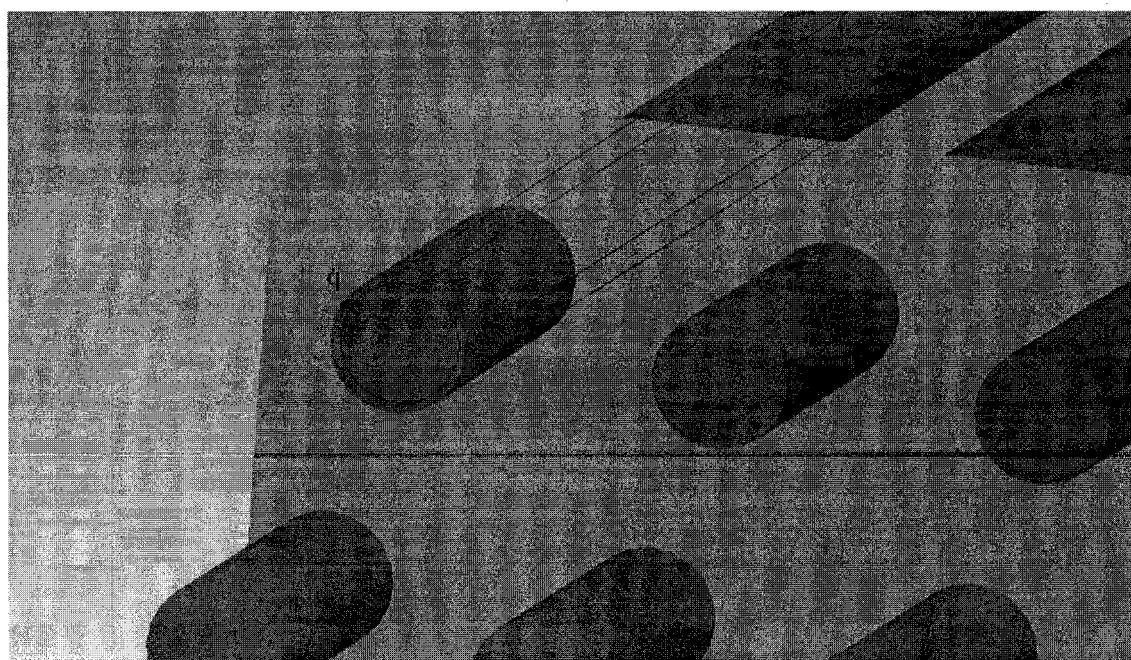


Figure 26 Résistance thermique $R_{\text{tube,cond}}$ entre les parois du caloduc

3.4 Transfert de chaleur dans le caloduc

L'écoulement dans un caloduc est diphasique et difficile à prédire. Cependant, quelques équations et corrélations ont été formulées pour décrire le transfert de chaleur dans un caloduc, la formule de base est la théorie de condensation et d'ébullition en film de Nusselt.

La température d'opération du caloduc T_{oper} est la température moyenne entre T_2 et T_4 , les deux températures aux extrémités du caloduc. Ces trois températures sont itérées à la fin du programme et renvoyées jusqu'à qu'elles soit balancées. Leblanc [8] présente l'équation suivante, été développée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur en ébullition:

$$h_{evap} = C_2 \left(\frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) g \sin \theta (h_{fg} + 0,4 C_{p_v} (T_4 - T_{oper}))}{d_{HP,int} \mu_v (T_4 - T_{oper})} \right)^{1/4} \quad (3.67)$$

où $C_2 = 0,68$ pour le réfrigérant R-22
 $= 1,04$ pour le réfrigérant NARM2

La résistance de la section évaporateur du caloduc est alors égale à :

$$R_{evap} = \frac{1}{h_{evap} A_{evap,int}} = \frac{1}{h_{evap} \pi d_{HP,int} L_e N} \quad (3.68)$$

Selon Leblanc [8], l'équation suivante permet de calculer le transfert de chaleur en condensation :

$$h_{cond} = C_1 \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \sin \theta h_{fg} k_l^3}{\mu_l d_{HP,int} (T_{oper} - T_2)} \right)^{1/4} \quad (3.69)$$

où $C_1 = 0.24$ pour le réfrigérant R-22
 $= 0.34$ pour le réfrigérant NARM2

La résistance de la section condenseur du condenseur est alors égale à :

$$R_{cond} = \frac{1}{h_{cond} A_{cond,int}} = \frac{1}{h_{cond} \pi d_{HP,int} L_c N} \quad (3.70)$$

Ces équations sont bien théoriques et générales mais décrivent difficilement le transfert de chaleur actuel dans un caloduc. En réalité, les caloducs ont une résistance thermique si faible que Reay [7] suggère qu'ils peuvent souvent être négligés. Feldman et Srinivasan [9] ont réussi à développer une corrélation qui prédit la quantité de chaleur maximale transportée par un caloduc, en fonction de la charge de fluide et de l'angle d'inclinaison du caloduc. Dans le cas où $1,5 < \beta < 20^\circ$ et $2,3 < \psi < 18\%$,

$$\dot{q}_{max} = 0,00644 (K_T)^{0,756} * (\sin \theta)^{0,322} * (\psi)^{0,334} * (Bo)^{0,2} \quad (kW) \quad (3.71)$$

où

$$K_T = \rho_v^{1/2} h_{fg} \sqrt[4]{\sigma g (\rho_l - \rho_v)} \quad (3.72)$$

est un paramètre de température, ψ est la charge du caloduc (la fraction du caloduc occupé par le fluide caloporteur en m^3/m^3), h_{fg} est évalué en kJ/kg, et

$$Bo = d_{HP,int} \sqrt{\frac{g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \quad (3.73)$$

est le nombre de Bond, où le terme σ est la tension surfacique du réfrigérant. Selon Perry [26], la tension surfacique peut être calculée par une corrélation basée sur la densité molaire et le Parachor, la somme des contributions structurales du réfrigérant.

Pour le réfrigérant R-22,

Masse molaire M (g/mol) = 86,47

Parachor P (dyne·cm²/mol) = 131,9

La densité molaire du réfrigérant liquide est :

$$\rho_{mol,l} = \frac{1000\rho_l}{M} \quad (mol/cm^3) \quad (3.74)$$

La densité molaire du réfrigérant sous phase gazeuse est :

$$\rho_{mol,v} = \frac{1000\rho_v}{M} \quad (mol/cm^3) \quad (3.75)$$

La tension surfacique est définie par la formule suivante :

$$\sigma^{1/4} = [P](\rho_{mol,l} - \rho_{mol,v}) \quad dyn/cm \quad (3.76)$$

Après manipulation, la tension surfacique est :

$$\sigma = 0,001 [P(\rho_{mol,l} - \rho_{mol,v})]^4 \quad N/m \quad (3.77)$$

Si on utilise le résultat de cette dernière corrélation, la valeur R de l'intérieur du caloduc entier est

$$R_{caloduc} = \frac{(T_2 - T_4)}{\dot{q}_{max}} = R_{cond} + R_{evap} \quad (3.78)$$

et cette condition peut être insérée dans le programme.

Après calcul, il est possible de constater que la valeur maximale de transport de chaleur présenté par Feldman et Srinivasan [9] est beaucoup supérieure ($\cong 30$ kW) à la valeur obtenue avec les équations précédentes. Les résultats expérimentaux ont comparées au modèle comportant les deux équations et il a été constaté que les équations de Feldman et Srinivasan [9] se rapprochent beaucoup plus aux résultats obtenus. D'ailleurs, la résistance des caloducs est si faible comparé aux autres résistances de ce système qu'elle pourrait être négligée. La figure 27 indique le mouvement de la chaleur dans un des caloducs en évaporation et ensuite en condensation.

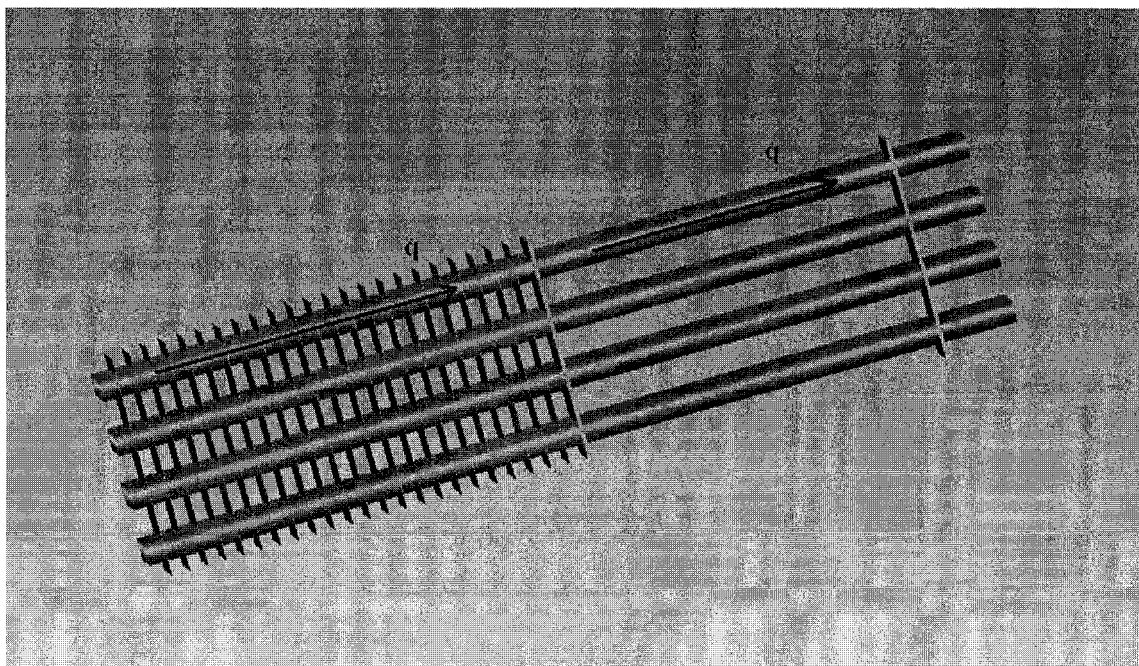


Figure 27 Flux de chaleur $h_{\text{évap}}$ et h_{cond} entre les parois du caloduc

3.5 Calcul des résistances globales et itérations des températures du système

Pour calculer le transfert de chaleur global du système, il faut d'abord sommer les résistances de la figure 11, maintenant calculées. La résistance globale du système est donc :

$$R_{globale} = R_{air} + R_{tube,evap} + R_{evap} + R_{cond} + R_{tube,cond} + R_w \quad (3.79)$$

où le calcul de R_w diffère selon les cinq étapes de fonte de glace dans le réservoir.

À ce point, les cinq températures internes peuvent être déterminées. Ces températures sont à divers points situés entre l'air entrant et la glace. La première température qui doit être déterminée est la température interne T_5 , la température à l'extérieur du condenseur du caloduc dans le réservoir. Cette température est trouvée de la façon suivante :

$$T_5 = T_{air,in} - (T_{air,in} - T_{glace}) \frac{(R_{air} + R_{tube,evap} + R_{evap} + R_{cond} + R_{tube,cond})}{R_{globale}} \quad (3.80)$$

La température moyenne de l'eau est la moyenne de T_5 et la température de la glace

$$\bar{T}_w = \frac{T_5 + T_{glace}}{2} \quad (3.81)$$

Une fois la glace fondue, T_5 et \bar{T}_w sont renvoyés à l'équation (2.41) à la cinquième étape du réservoir pour calculer $R_{w,5}$.

T_2 et T_4 sont aussi retrouvés :

$$T_2 = T_{air,in} - (T_{air,in} - T_{glace}) \frac{(R_{air} + R_{tube,evap})}{R_{globale}} \quad (3.82)$$

$$T_4 = T_{air,in} - (T_{air,in} - T_{glace}) \frac{(R_{air} + R_{tube,evap} + R_{evap} + R_{cond})}{R_{globale}} \quad (3.83)$$

T_2 est la température de la paroi interne de l'évaporateur et T_4 est la température de la paroi interne du condenseur. Ces deux températures sont renvoyées à la section du calcul de $h_{\text{évap}}$ et h_{cond} et sont itérées jusqu'à l'équilibre. La température du réfrigérant T_{oper} est la moyenne de T_2 et T_4 et elle est renvoyée pour le calcul de la résistance du caloduc.

3.6 Calcul du taux de transfert de chaleur global et l'efficacité du système

Le taux de transfert de chaleur global du système \dot{q}_r comporte deux éléments. D'abord, l'énergie reçue dans le réservoir fond la glace, qui accumule de la chaleur latente. En même temps, une fois fondue, l'eau se réchauffe à la température moyenne T_w et accumule de la chaleur sensible.

Si l'on néglige l'accumulation de chaleur sensible, le transfert de chaleur à toutes les étapes, à l'exception de la cinquième étape, se résume à :

$$\dot{q}_{r,\text{latent}} = \frac{T_{\text{air,in}} - T_{\text{glace}}}{R_{\text{globale}}} \quad (W) \quad (3.84)$$

Le taux de chaleur sensible absorbée par l'eau peut être défini par la quantité d'eau qui atteint la température moyenne de l'eau du réservoir par unité de temps :

$$\dot{q}_{r,\text{sensible}} = \dot{m}_{\text{fonte}} C_{p_w} (\bar{T}_w - T_{\text{glace}}) \quad (W) \quad (3.85)$$

où \dot{m}_{fonte} est le taux massique de glace fondue en kg/s.

La transmission de chaleur totale est donc égale à la somme des deux valeurs de transmission de chaleur.

$$\dot{q}_r = \dot{q}_{r,\text{latent}} + \dot{q}_{r,\text{sensible}} = \frac{T_{\text{air,in}} - T_{\text{glace}}}{R_{\text{globale}}} + \dot{m}_{\text{fonte}} C_{p_w} (\bar{T}_w - T_{\text{glace}}) \quad (W) \quad (3.86)$$

Cependant, la masse de glace fondue par seconde est aussi le taux de transfert de chaleur latent (J/s) allant à la glace divisée par la chaleur latente de fusion (J/kg).

$$\dot{m}_{fonte} = \frac{\dot{q}_{r,latent}}{h_{fusion,w}} \quad (kg/s) \quad (3.87)$$

En insérant, nous trouvons le taux de transfert de chaleur global

$$\dot{q}_r = \dot{q}_{r,latent} + \frac{\dot{q}_{r,latent}}{h_{fusion,w}} C p_w (\bar{T}_w - T_{glace}) = \frac{T_{air,in} - T_{glace}}{R_{globale}} \left(1 + \frac{C p_w (\bar{T}_w - T_{glace})}{h_{fusion,w}} \right) \quad (3.88)$$

L'efficacité du système est défini comme étant le taux de transmission de chaleur actuel divisé par le taux de transfert de chaleur maximal possible. Le taux de transmission maximal serait atteint si l'air sortait de l'échangeur de chaleur à la température de la glace. L'efficacité est donc définie par l'équation suivante :

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_r}{\dot{m}_{air} C p_{air} (T_{air,in} - T_{glace})} \quad (3.89)$$

À la cinquième étape, le facteur de correction F doit être imposé au taux de transfert de chaleur global car les tubes ne sont pas exposés à un volume infini, tel que mentionné à la section 3.1.5. À la place, ils sont tous regroupés près d'un mur dans un réservoir relativement petit. Ce facteur de correction fait en sorte que lorsque la cinquième étape débute, la valeur de $\dot{q}_{r,5,initial}$ soit égale à $\dot{q}_{r,4,final}$ de la fin de la quatrième étape. Ce facteur est calculé de la façon suivante :

$$F = \frac{R_{globale,5,initiale} \dot{q}_{r,4,finale}}{T_{air,in} - \bar{T}_{w,4,finale}} \quad (3.90)$$

où dans cette application, F se situe souvent près de 0,203. Cette valeur est renvoyée à la formule (3.45) à la 5^e étape.

Le taux de transfert de chaleur à la cinquième étape est itéré avec la formule suivante :

$$\dot{q}_{r,5} = \frac{(T_{air,m} - \bar{T}_w)}{R_{globale,5}} \quad (3.91)$$

3.7 Accumulation de chaleur dans le réservoir et calcul temporel

Pour déterminer la quantité d'énergie transférée au réservoir, la masse de glace fondue doit être calculée en fonction du recul de la glace. Cette masse peut être déterminée en fonction de x à l'aide des formules suivantes, créées à partir de la géométrie de la glace fondue lors des cinq étapes de fonte.

À la première étape, l'eau est contenue dans des cylindres concentriques autour des caloducs. À cette étape, x varie de $x = 0$ à $x = 0,01508125$ m. Le volume de glace fondue en fonction de x devient :

$$V_{w,1} = N \left[\pi (r_{HP,out} + x)^2 L_c - \pi (r_{HP,out})^2 L_c \right] = N \pi L_c x (x + 2r_{HP,out}) \quad (3.92)$$

À la seconde étape, la glace fondue forme un prisme rectangulaire autour des caloducs qui croît sur tous les plans, sauf sur la paroi du réservoir où traversent les caloducs. La taille de ce prisme varie en fonction de x . Le volume de l'eau est la taille du prisme moins le prisme rectangulaire du groupement de caloducs plus le volume de glace fondue à l'étape 1. Dans cette étape, x varie de $x = 0,01508125$ à $x = 0,09128125$ m.

$$V_{w,2} = [La_{HP} + 2(x - 0,01508125)] * [H_{HP} + 2(x - 0,01508125)] * [L_c + (x - 0,01508125)] - La_{HP} H_{HP} L_c + V_{w,1,final} \quad (3.93)$$

À la troisième étape, le plafond et le plancher de glace ont complètement fondu, et il reste deux murs de glace sur le côté des caloducs ainsi que le mur du fond qui régressent encore. Ici, x varie de $x = 0,09128125$ à $x = 0,12303125$ m.

$$V_{w,3} = [La_{HP} + 2(x - 0,01508125)] * H_{réservoir} * [L_c + (x - 0,01508125)] - La_{HP} H_{HP} L_c + V_{w,1,final} \quad (3.94)$$

À la quatrième étape, seul le front de glace du fond du réservoir régresse jusqu'à ce qu'il atteigne la paroi du réservoir. À cette étape x varie de $x = 0,12303125$ à $x = 0,24368125$ m.

$$V_{w,4} = La_{réservoir} * H_{réservoir} * [L_c + (x - 0,01508125)] - La_{HP} H_{HP} L_c + V_{w,1,final} \quad (3.95)$$

À la cinquième étape, la glace a complètement fondu et le volume d'eau est le volume d'eau final de la quatrième étape.

$$V_{w,5} = V_{w,4,final} \quad (3.96)$$

La masse de glace fondue est :

$$m_w = \rho_w V_w \quad (3.97)$$

et la quantité d'énergie latente échangée est :

$$Q_{latente} = m_w h_{fusion,w} \quad (3.98)$$

La quantité d'énergie sensible échangée est la quantité d'eau fondue multipliée par la chaleur spécifique C_p et la différence entre la température de la glace et la température moyenne de l'eau dans le réservoir.

$$Q_{sensible} = m_w C_{p_w} (\bar{T}_w - T_{glace}) \quad (3.99)$$

La quantité de chaleur totale échangée est l'addition des énergies sensible et latente échangées.

$$Q_{totale} = Q_{sensible} + Q_{latente} = m_w [h_{fusion,w} + C_{p_w} (\bar{T}_w - T_{glace})] \quad (3.100)$$

À ce point, \dot{q}_r en fonction de x et Q en fonction de x ont été trouvées. Le système est aussi représentable par une intégrale simple. En effet, Q est l'aire sous la courbe de \dot{q}_r dans le domaine temporel.

$$\int_0^t \dot{q}_r(t) dt = Q \quad (3.101)$$

En réorganisant l'équation, cela donne:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \dot{q}_r \quad (3.102)$$

Les équations de ce système sont longues et l'intégration est compliquée. Une méthode beaucoup plus simple peut être utilisée pour approximer le transfert de chaleur en fonction du temps écoulé. Si Q est évalué en J et \dot{q}_r en J/S, la variation infinitésimale de la quantité d'énergie accumulée divisé par le taux de transfert de chaleur est égale à la variation infinitésimale du temps.

$$\frac{\delta Q(x)}{\dot{q}_r(x)} = \delta t \quad (3.103)$$

En appliquant cette formule au système, nous retrouvons la formule suivante pour le calcul du temps écoulé à chaque valeur de x . En divisant une tranche d'énergie

accumulée par la moyenne du taux de transfert de chaleur actuel et antérieur, nous retrouvons une tranche de temps n qui s'additionne au temps antérieur.

$$t_n = \frac{Q_n - Q_{n-1}}{(\dot{q}_{r\ n} + \dot{q}_{r\ n-1})/2} + t_{n-1} \quad (s) \quad (3.104)$$

Ayant \dot{q}_r , Q et t en fonction de x , \dot{q}_r et Q peuvent être déterminées en fonction de t . Le plus qu'il y a de tranches de calcul, le plus précis sont les résultats.

3.8 Détermination des propriétés de l'air entrant dans l'échangeur de chaleur

Puisque le taux de transfert de chaleur de l'air est lié au débit massique et au changement d'enthalpie avec l'équation $\dot{q} = \dot{m} \Delta H$, la diminution de l'enthalpie de l'air devient :

$$\Delta H_{air} = \frac{\dot{q}_r}{\dot{m}_{air}} \quad (3.105)$$

ASHRAE [25] présente des équations permettant de calculer les propriétés de l'air numériquement. Avant de calculer les propriétés de l'air à la sortie de l'échangeur, les propriétés de l'air à l'entrée doivent être déterminées.

La pression partielle de l'eau à saturation dans l'air est déterminée avec la température de l'air et la pression atmosphérique. Ces valeurs se retrouvent dans des tables de vapeur, mais peuvent aussi être résumées par l'équation suivante à pression atmosphérique pour des températures entre 0 °C et 200 °C:

$$p_{ws} = \exp \left(\frac{C_8}{T_{air}} + C_9 + C_{10} T_{air} + C_{11} T_{air}^2 + C_{12} T_{air}^3 + C_{13} \ln(T_{air}) \right) \quad (3.106)$$

où T est en degrés Kelvin, et

$$C_8 = -5,8002206 \times 10^3$$

$$C_9 = 1,3914993$$

$$C_{10} = -4,8640239 \times 10^{-2}$$

$$C_{11} = 4,1764768 \times 10^{-5}$$

$$C_{12} = -1,4452093 \times 10^{-8}$$

$$C_{13} = 6,5459673$$

L'humidité spécifique à saturation est définie par la formule suivante :

$$W_s = 0,62198 \frac{p_{ws}}{p - p_{ws}} \quad (3.107)$$

où p est la pression atmosphérique.

L'humidité spécifique de l'air est liée à l'humidité relative par la formule suivante.

$$W = \frac{\phi W_s \left(1 - \frac{p_{ws}}{p} \right)}{1 - \phi \frac{p_{ws}}{p}} \quad (3.108)$$

où ϕ est l'humidité relative de l'air.

L'enthalpie de l'air se calcule ensuite par :

$$H = CpT + W(2501 + 1,805T) \quad (3.109)$$

Si l'enthalpie $H_{air,in}$ est calculée en fonction des propriétés de l'air à l'entrée de l'échangeur de chaleur, l'enthalpie de l'air qui quitte l'échangeur de chaleur devient :

$$H_{air,out} = H_{air,in} - \Delta H_{air} \quad (3.110)$$

Il est utile d'avoir la température du point de rosée de l'air pour déterminer s'il y a déshumidification. Pour la calculer, la pression partielle de l'eau dans l'air entrant doit être d'abord être déterminée.

$$p_w = p \frac{W}{0,62198 + W} \quad (3.110)$$

La température du point de rosée de l'air est aussi une valeur expérimentale retrouvée dans des tables. Cependant, à pression atmosphérique et pour des températures entre 0 °C et 93 °C, elle peut être approximée par la formule suivante :

$$T_d = a + b\alpha + c\alpha^2 + d\alpha^3 + e(p_w)^{0,1984} \quad (3.111)$$

où

T_d = température de point de rosée, °C

$\alpha = \ln(p_w)$

p_w = pression partielle de la vapeur d'eau, kPa

$a = 6,54$

$b = 14,526$

$c = 0,7389$

$d = 0,09486$

$e = 0,4569$

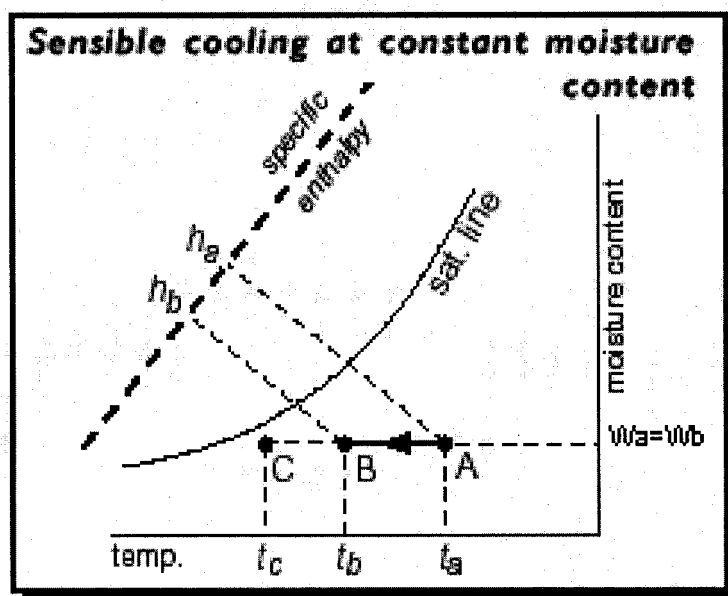
Ces données permettent d'avancer au prochain niveau de calcul, qui est de déterminer les propriétés de l'air sortant de l'échangeur de chaleur.

3.9 Refroidissement de l'air dans l'échangeur de chaleur

L'air peut être refroidi de deux façons : par chaleur sensible ou par chaleur sensible et latente. Chaque type de refroidissement est lié à un scénario particulier.

3.9.1 Refroidissement sensible

Si la température de la surface froide est supérieure ou égale à la température du point de rosée T_d de l'air entrant, l'air sera refroidi sans aucune variation de son humidité spécifique W . La chaleur sensible est la seule chaleur enlevée de l'air. Ce processus est très similaire au processus de chauffage sensible de l'air, mais dans le sens inverse tel que représenté sur le graphique 3.



Graphique 3 Diagramme psychrométrique du refroidissement sensible de l'air
(Source : Denko Limited)

Donc, pour le cas où $T_{\text{ailettes}} \geq T_{d,\text{in}}$, la température sortante de l'échangeur peut être calculée, ayant l'enthalpie $H_{\text{air,out}}$ et l'humidité spécifique $W_{\text{air,out}} = W_{\text{air,in}}$.

Puisque la résistance thermique des caloducs est très faible, la température des ailettes peut être supposée presque identique à la température de l'eau dans le

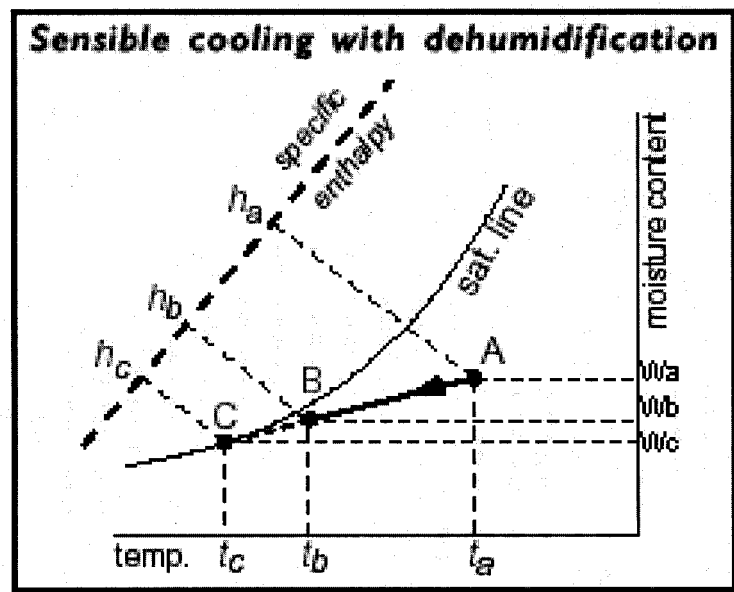
réservoir \bar{T}_w . Les équations précédentes peuvent être utilisées pour calculer l'humidité relative de l'air sortant avec la relation suivante :

$$\phi = \frac{P_w}{P_{ws}} \quad (3.112)$$

3.9.2 Refroidissement sensible et latent

Si la température de la surface est inférieure à la température du point de rosée de l'air entrant, de la vapeur d'eau contenue dans l'air se condensera sur la surface. De la chaleur latente est donc enlevée de l'air humide.

Le processus est exprimé sur le diagramme psychrométrique sur le graphique 4. L'air se refroidit dans la direction du point C, l'intersection entre la température de la surface froide et la ligne de saturation de l'air.



Graphique 4 Diagramme psychrométrique du refroidissement sensible et latent de l'air
(Source : Denko Limited)

Avec une surface des ailettes infiniment grande, il serait possible de rejoindre le point C. Cependant, ce point exact n'est jamais atteint et l'état final se retrouve à un point entre le point A et le point C, le point B.

Pour calculer la température de l'air sortant de l'échangeur de chaleur sous cette condition, il suffit de calculer les composantes de la pente. L'humidité spécifique W de l'air se retrouve en prenant la température de la surface des ailettes T_1 et l'humidité relative $\phi = 100\%$. Une fois cette valeur trouvée, il suffit d'écrire l'équation de la pente linéaire entre les deux états.

$$W_{air,out} = T_{air,out} \frac{\partial W}{\partial T} + W_0 \quad (3.113)$$

où

$$\frac{\partial W}{\partial T} = \frac{W_1 - W_{air,in}}{T_{ailettes} - T_{air,in}} \quad (3.114)$$

est le gradient de température vis-à-vis le gradient d'humidité spécifique, et

$$W_0 = W_{air,in} - T_{air,in} \frac{\partial W}{\partial T} \quad (3.115)$$

est l'intersection de la pente avec l'ordonnée.

En combinant :

$$W_{air,out} = (T_{air,out} - T_{air,in}) \frac{W_1 - W_{air,in}}{T_{ailettes} - T_{air,in}} + W_{air,in} \quad (3.116)$$

mais en connaissant l'enthalpie de l'air sortant $H_{air,out}$, la relation

$$Cp_{air} T_{air,out} = H_{air,out} - W_{air,out} (2501 + 1,805 T_{air,out}) \quad (3.117)$$

peut être jumelée à l'équation précédente pour trouver les valeurs $T_{air,out}$ et $W_{air,out}$. Après reformulation, une relation quadratique pour $T_{air,out}$ est retrouvée :

$$\left(1,805 \frac{\partial W}{\partial T}\right) T_{air,out}^2 + \left(Cp_{air} + 1,805 W_0 + 2501 \frac{\partial W}{\partial T}\right) T_{air,out} + (2501 W_0 - H_{air,out}) = 0 \quad (3.118)$$

Une fois $T_{air,out}$ calculé, l'humidité spécifique et l'humidité relative de l'air sortant de l'échangeur de chaleur peuvent être calculés à l'aide des formules précédentes.

Puisque le calcul du transfert de chaleur se fait de façon incrémentielle, les conditions de l'air à l'entrée peuvent être modifiées à tout moment, affectant la réponse du système pour le restant de la simulation.

CHAPITRE 4

DISCUSSION ET INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS

4.1 Particularités des expériences et du logiciel

Le système de stockage thermique expérimental a été assujéti à plusieurs conditions de l'air à l'entrée, tel qu'énoncé dans la description du montage expérimental. Les conditions de l'air ont été variées de la façon suivante :

- Température : 20°C à 35°C
- Humidité relative : 25%, 50% et 75%
- Débit volumique : 85, 120 et 160 CFM

Ces conditions ont été choisies pour pouvoir créer des courbes caractéristiques du système et pour pouvoir les comparer au modèle mathématique du chapitre précédent.

Tous les calculs ont été entrepris à l'aide d'un chiffrier inséré dans chacun des fichiers contenant les résultats expérimentaux. Le programme fait appel au même raisonnement présenté au chapitre 3 et effectue trois itérations jusqu'à l'équilibre thermique. Ces valeurs sont continuellement réajustées par les calculs qui s'ensuivent jusqu'à l'instant où les valeurs itérées égalisent les valeurs calculées.

La logistique du programme est représentée sur l'organigramme suivant. Un organigramme plus détaillé, projeté sur deux pages, peut être retrouvé à l'annexe 5.

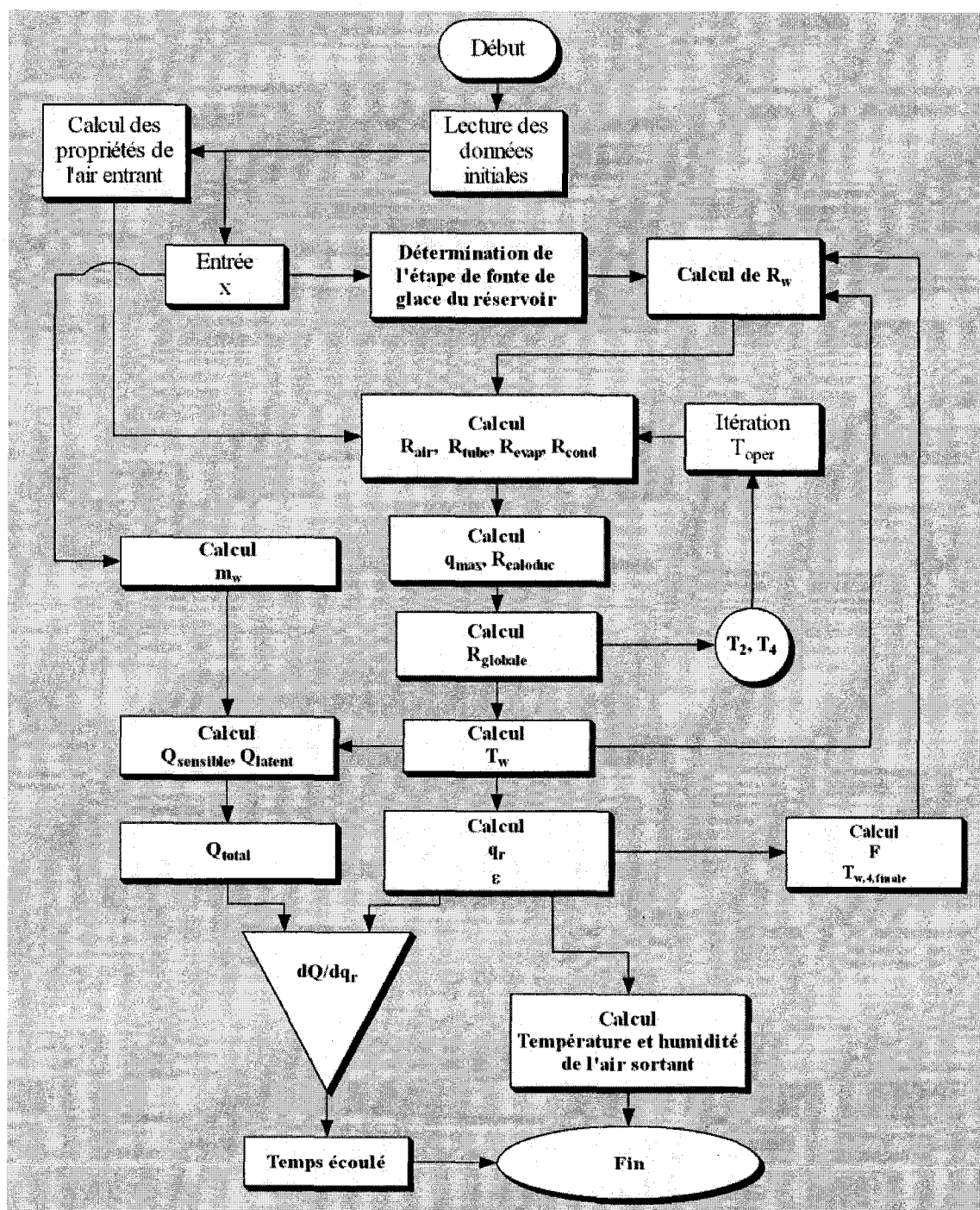


Figure 28 Organigramme du programme de calcul théorique

Les variables présentées dans le modèle mathématique doivent être définies pour valider le montage expérimental. Le tableau suivant résume chacune des variables géométriques de ces expériences.

Tableau III
Dimensions géométriques insérés dans le modèle théorique

Variable géométrique	Valeur impériale	Valeur métrique
$r_{HP,ext}$	5/32 po.	0,00396875 m
$r_{HP,int}$	1/8 po.	0,003175m
$d_{HP,ext}$	5/16 po.	0,0079375 m
$d_{HP,int}$	1/4 po.	0,00635 m
L_c	12 po.	0,3048 m
L_e	12 po.	0,3048 m
N	32	32
La_{HP}	12 po.	0,3048 m
H_{HP}	6 po.	0,1524 m
A_e	59.964 po. ²	0,038686375 m ²
A	72 po. ²	0,04645152 m ²
S_L	1,5 po.	0,0381 m
S_T	1,5 po.	0,0381 m
$e_{ailettes}$	0.004685025 po.	0,119 mm
$A_{ailettes}$	168 pi. ²	15,60771072 m ²
θ	7,48 degrés	7,48 degrés

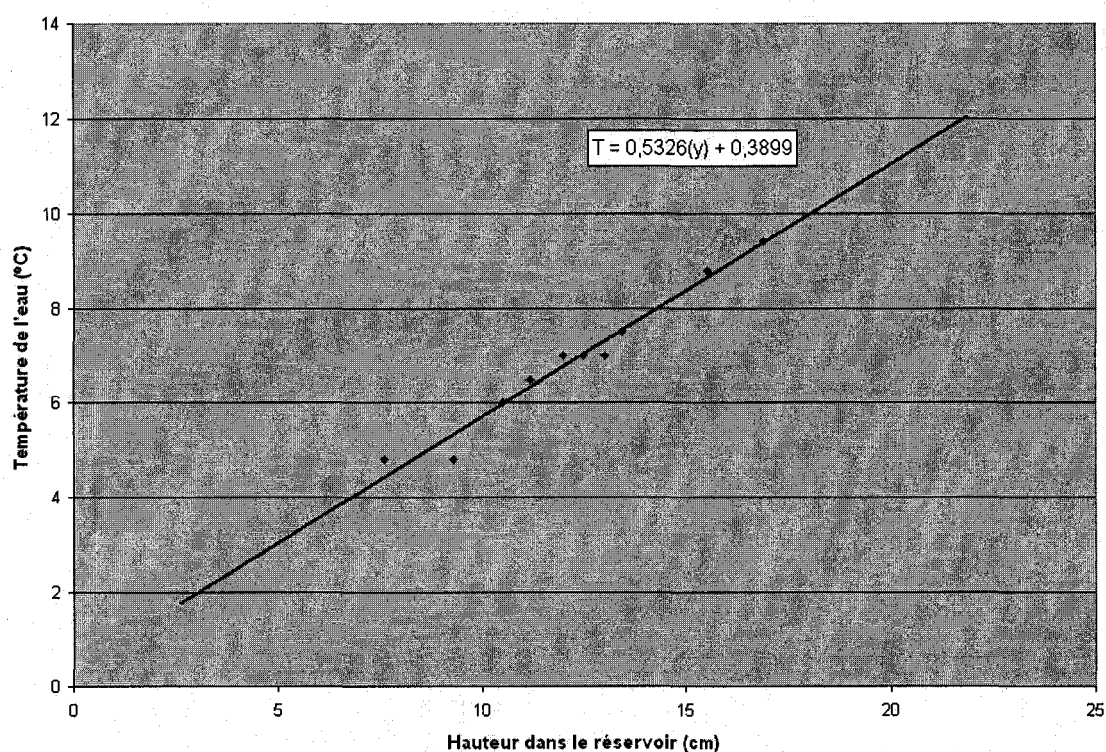
Les caloducs utilisés dans le montage étaient remplis de NARM-2, un réfrigérant ayant des propriétés similaires à celles du R-22. Dans la simulation, un moteur de recherche est utilisé pour chercher les propriétés du R-22 qui correspondent à la température d'opération du caloduc. Ce tableau est présenté en annexe.

La majorité des expériences qui ont été menées pour valider ce modèle ont été effectuées en remplissant le réservoir avec un mélange de neige et d'eau. Cette « neige collante », tassée dans le réservoir manuellement, agit comme de la glace dans le sens où les fronts qui sont en contact avec l'eau fondent graduellement et où la température du bloc solide demeure près du point de congélation. Même si la neige est mélangée à de l'eau, la chaleur est transmise approximativement de la même façon. La température du bloc solide va souvent même réduire de quelques dixièmes de degrés au long des heures d'opération, s'expliquant par le fait que l'eau qui a été mélangée est lentement refroidie par la neige.

Dès que le front de glace retentissant rencontre un des thermocouples du réservoir, le thermocouple enregistre une augmentation rapide de température qui dure quelques minutes. La température lue se stabilise ensuite à la température moyenne de l'eau du réservoir. Cette zone de températures représente la couche limite qui existe entre le front de glace froid et l'eau plus chaude du réservoir.

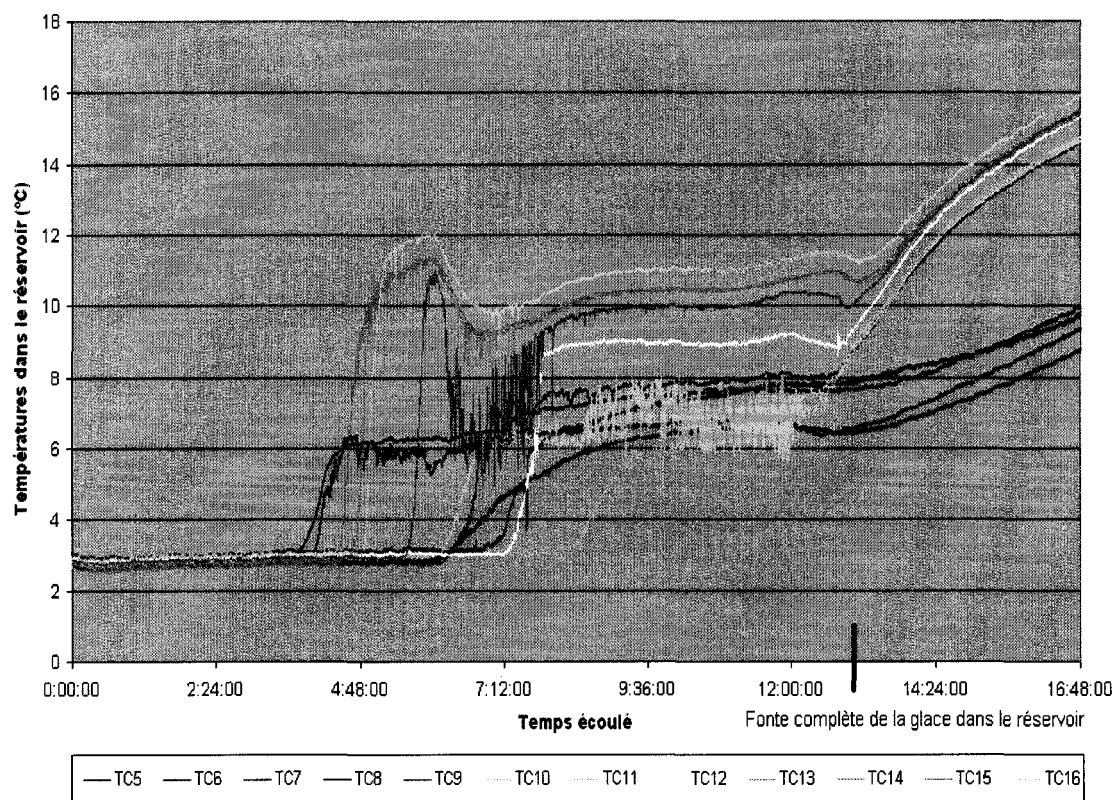
Holman [10] décrit le processus de transfert de chaleur en convection naturelle entre une plaque verticale chauffée et un fluide. La plaque est maintenue à une température fixe, le fluide se réchauffe, devient moins dense et monte le long de la plaque. Pour un mur de glace et l'eau comme fluide, la « plaque » est plus froide et le fluide agit différemment. La chaleur se dissipe dans le sens inverse et l'eau en contact avec la glace descend au lieu de monter.

Les températures dans le graphique 5 représentent les températures de l'eau prises lors d'une expérience en fonction de leur hauteur dans le réservoir. La stratification des températures est bien apparente et peut être représentée linéairement. La température de l'eau dans les calculs théoriques est calculée indépendamment représente en quelque sorte la moyenne des températures dans le réservoir.



Graphique 5 Température de l'eau en fonction de la distance verticale du fond du réservoir

Le graphique 6 représente la variation typique de la température dans le réservoir après le lancement du système. Chaque courbe représente la température d'un point fixe dans le réservoir. Quand le front de glace atteint un thermocouple, la température augmente rapidement et atteint une valeur approximative qui dépend de son positionnement dans le réservoir. La mesure de temps sur l'abscisse de tous les graphiques représente la quantité de temps écoulée depuis le début d'une expérience.



Graphique 6 Distribution de température typique dans le réservoir lors d'une expérience en fonction du temps écoulé

La température de l'eau maintient cette moyenne jusqu'à la fonte complète de la glace et ensuite augmente brusquement. La transition entre la 4^e et 5^e étape du réservoir est clairement visible vers sur le graphique à un temps de 13 heures après le lancement du système. Les derniers morceaux de glace circulent dans le réservoir et font osciller les températures lues par les thermocouples. Ensuite, à la 5^e étape, l'eau dans le réservoir se réchauffe plus rapidement et uniformément car il n'y a plus de transfert de chaleur latente.

Initialement, les caloducs immergés ne transmettent pas la même quantité de chaleur. L'air est plus chaud à l'entrée qu'à la sortie, alors les ΔT sont plus grands à l'entrée de l'échangeur de chaleur qu'à la sortie. Davantage de chaleur est donc transférée aux caloducs à l'entrée et la glace en contact avec ce caloduc fond plus vite.

Éventuellement, la résistance de ces premiers caloducs sera plus élevée et les caloducs suivants subiront le transfert thermique plus élevé. De cette façon, le dégagement de chaleur s'uniformise avec le temps.

Puisque l'eau dans le réservoir subit un certain mouvement à cause des différences de température, l'eau a tendance à prendre des trajets tourbillonnaires. Il peut exister des endroits où la chaleur ne se dissipe pas. Sur le graphique précédent, deux thermocouples baignent dans de l'eau plus froide que les autres. Ces thermocouples sont situés à la sortie de l'air, plus frais.

4.2 Étude expérimentale et théorique d'une simulation

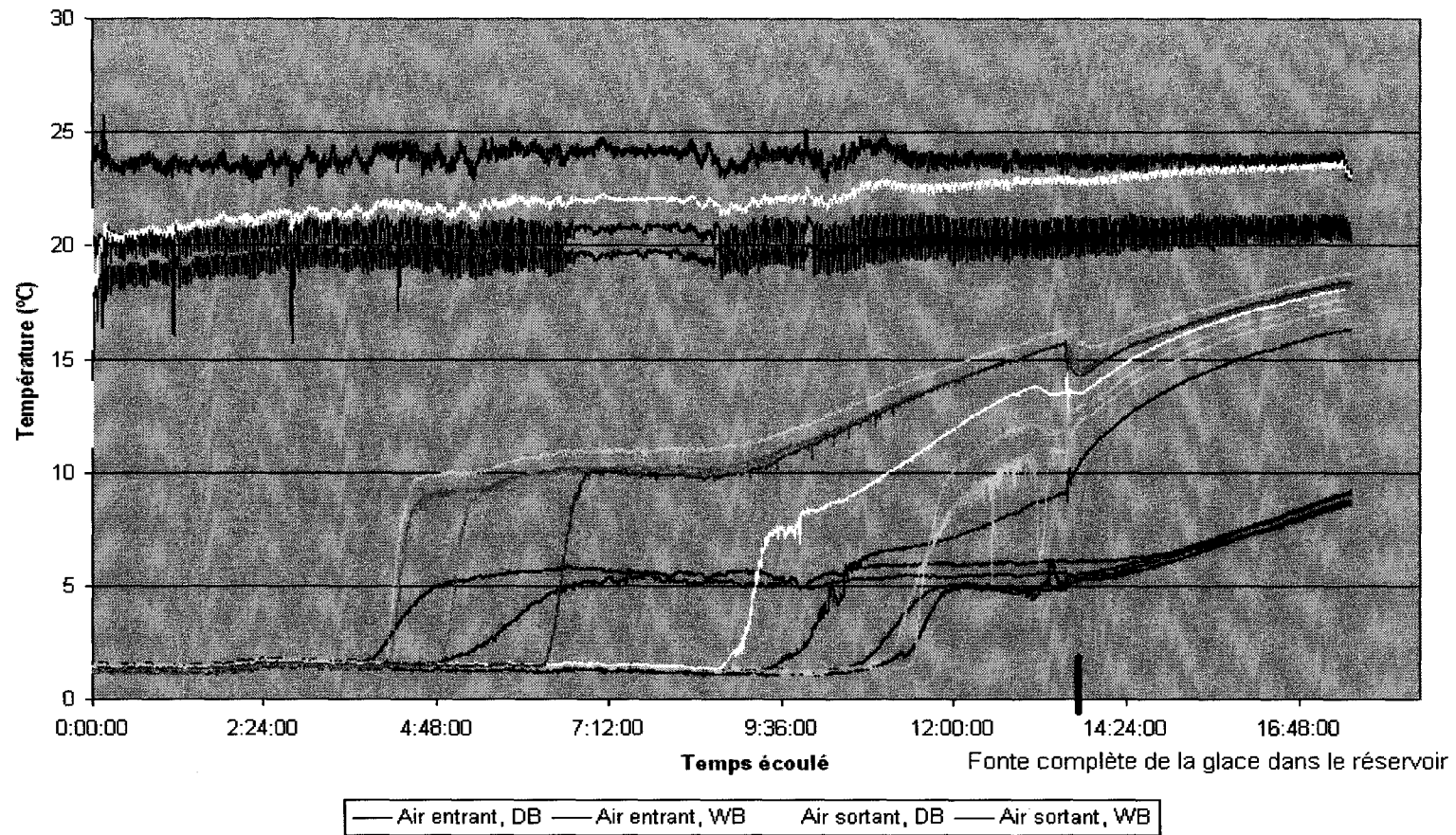
Le graphique 7 représente les variations de température lors d'une expérience effectuée sur le montage. L'air entre à 24 °C, à 75% d'humidité relative et à 160 CFM. La température de la neige humide est de 1,36 °C. Les courbes des températures dans le réservoir ont la même légende de couleurs que dans le graphique 6.

La température de l'air à l'entrée reste constante le long de l'expérience et l'humidité relative demeure près de 75%. Au tout début de l'expérience, la température de l'air sortant est de 11 degrés. Après dix minutes, l'air sortant atteint une température de près de 20 degrés qui suit une ascension lente jusqu'à 24 degrés après 17 heures. À ce point, plus aucun échange thermique ne se produit avec le réservoir.

ASHRAE [25] indique que l'air refroidit sensiblement si la surface de contact à une température plus élevée que le point de rosée de l'air, et refroidit en déshumidifiant si elle a une température plus basse. Puisque la température des ailettes reste souvent bien au-dessus de la température de point de rosée de l'air, il y a rarement déshumidification, à moins que l'air soit très humide.

La courbe théorique du transfert de chaleur du système est comparée à la courbe expérimentale dans le graphique 8, et le graphique 9 montre l'échange de chaleur à la première étape des calculs seulement.

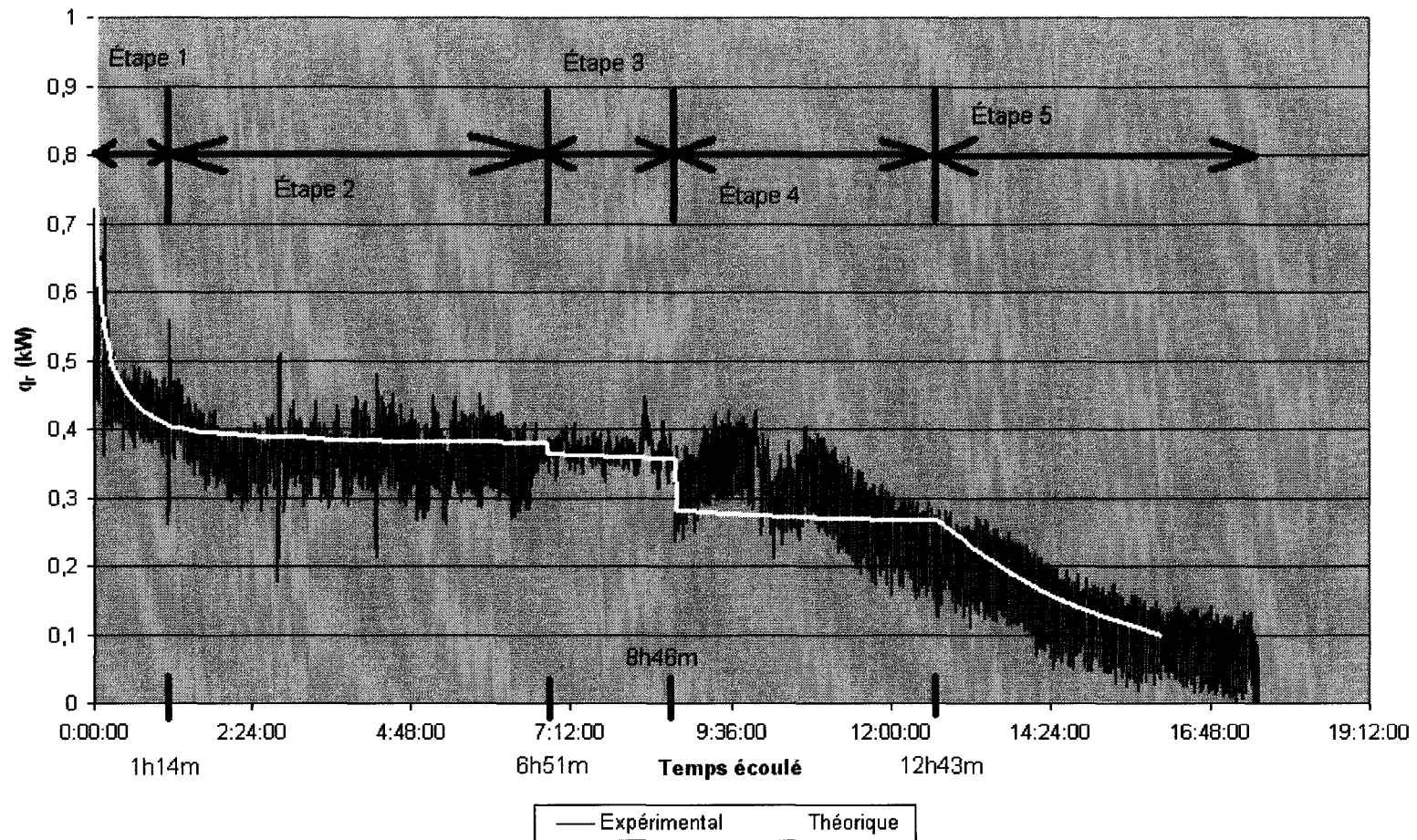
Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 7

Températures sèches et humides de l'air entrant et sortant et températures à divers points dans le réservoir

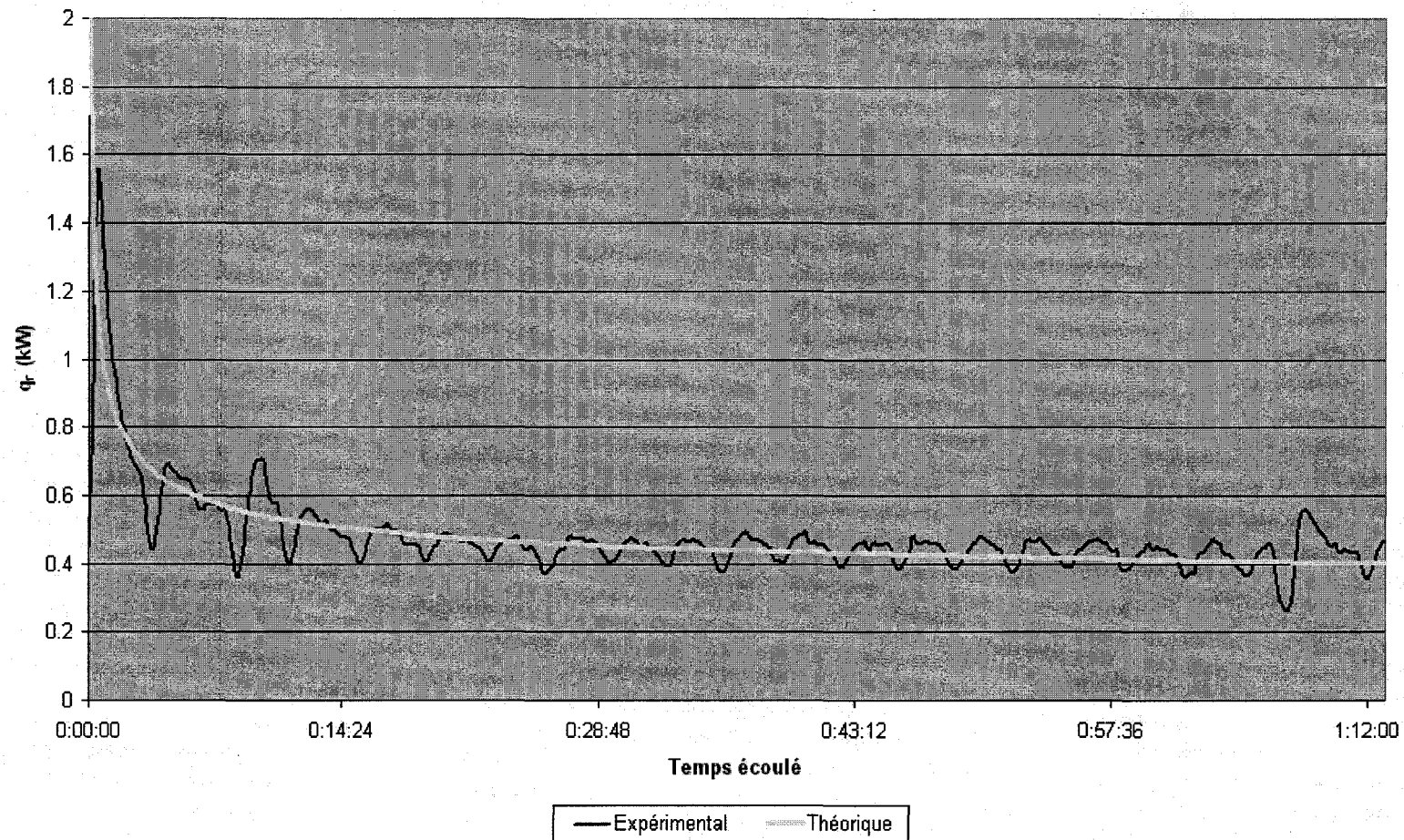
Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 8

Transfert de chaleur du système en fonction du temps écoulé

Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 9

Transfert de chaleur du système en fonction du temps écoulé, étape 1

La courbe expérimentale du graphique 8 possède une hystérésis constante d'environ $\pm 0,05$ kW. Ceci s'explique par le fait que les bouilloires utilisées pour générer l'humidité ne livrent pas de la vapeur de façon constante à l'entrée de l'air. Aussi, les thermocouples à bulbe humides réagissent plus lentement au changement des conditions de l'air que les thermocouples à bulbe sec, et ces différences peuvent influencer le calcul de l'enthalpie de l'air. Enfin, les composantes utilisées pour créer les conditions d'air à l'entrée demandaient une forte puissance électrique, et les variations de courant sont visibles dans le graphique 9.

La courbe expérimentale indique un échange de chaleur plus élevé lors des 30 premières minutes de l'expérience, à la première étape de transfert de chaleur. Après 2 heures, le transfert de chaleur se stabilise à 0,38 kW jusqu'à 10 heures dans l'expérience. Ensuite, le transfert de chaleur diminue pendant les 5 prochaines heures jusqu'à ce qu'il soit presque nul.

La courbe théorique prédit l'échange thermique dans le système. Sur cette courbe, il est possible d'apercevoir les limites des cinq étapes de transfert de chaleur avec le réservoir. La première étape est le transfert de chaleur entre les caloducs dans le réservoir et les cylindres concentriques de glace qui se forment autour d'eux. L'échange thermique initial est très élevé puisque la glace est en contact direct avec les caloducs. Lors de cette première fonte, la couche d'eau reste relativement mince et le transfert de chaleur est élevé. Dans cette simulation, la première étape se termine après 1 heure et 12 minutes.

La deuxième étape débute à la fin de la première et la transition entre les deux est à peine distinguable. Cinq fronts de glace entourent le groupe de caloducs et le transfert de chaleur diminue peu à cette étape pendant que la glace régresse.

La transition entre la deuxième et la troisième étape ainsi que celle entre la troisième et la quatrième étape est beaucoup plus visible. À la troisième étape, il est supposé qu'il ne reste plus de glace au-dessus et en dessous des caloducs. Deux faces froides sont donc enlevées et le transfert de chaleur est réduit. En réalité, la glace fondue adopte

une forme plus sphérique, la glace située sur le plancher du réservoir fond beaucoup plus lentement et le flux de transfert de chaleur diminue d'une façon beaucoup plus arrondie. Le modèle approxime en supposant une fonte rectangulaire : lorsque le front de glace atteint une paroi du réservoir, des surfaces froides sont enlevées et le transfert de chaleur chute de quelques dizaines de watts.

Le début de la cinquième étape est visible sur le graphique car à partir de cet endroit le transfert de chaleur suit une courbe décroissante et arrondie sur le temps. Le modèle prédit que la glace fond entièrement 12 heures 48 minutes après le lancement du système et que la cinquième étape débute. Cependant, sur le graphique 7 des températures expérimentales, le dernier choc thermique éprouvé par les thermocouples est vu 13 heures 34 minutes après le lancement de l'expérience, temps où la glace peut être supposée fondue. Après ce choc, les courbes des températures du réservoir adoptent une forme très différente. Selon ce critère, dans cette expérience particulière, le modèle présente donc une efficacité de 94%.

À mesure que l'eau se réchauffe, la différence de température entre le condenseur des caloducs et l'eau diminue et le flux de chaleur aussi. À ce moment, la température de l'eau du réservoir augmente plus rapidement car il n'y a plus de glace, donc plus de chaleur latente à échanger. Selon le modèle, à 16 heures 12 minutes, 204 minutes après que la glace ait fondu, le transfert de chaleur avec l'air est réduit à 100 watts.

À chaque expérience, la chaleur latente $h_{fusion,w}$ exacte du mélange de neige et d'eau peut varier énormément. Tout d'abord, la neige sèche seule n'agit pas comme de la glace. Étant donné qu'elle possède une structure cristalline bien particulière, la densité de la neige poudreuse peut être 8x plus faible que celle de la glace. Une grande quantité de particules d'air existe dans une quantité de neige. Donc, pour que le réservoir soit entièrement rempli de H_2O , de l'eau liquide a dû être mélangé à la neige.

De la glace solide aurait une chaleur latente de 333 kJ/kg, mais une masse de neige mélangée à de l'eau aura une chaleur latente bien inférieure. Les valeurs théoriques ont été ajustées en prenant quelques facteurs en considération. La quantité d'eau

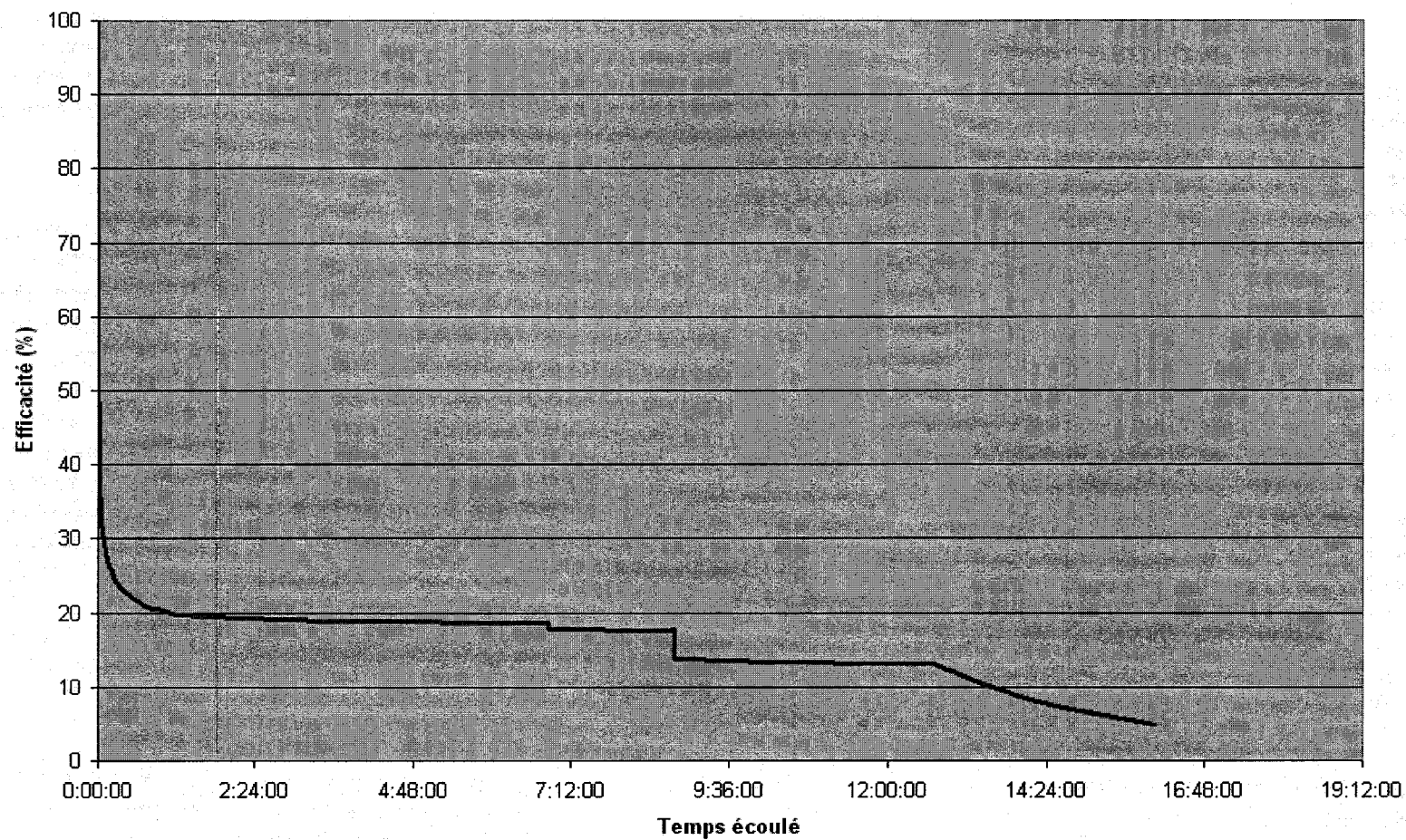
ajoutée à la neige a été estimée lors des expériences et la chaleur latente théorique de la neige à chaque expérience a été estimée en analysant les valeurs expérimentales. Théoriquement, la chaleur latente du mélange de neige et d'eau a varié entre 150 kJ/kg et 170 kJ/kg. Cela veut dire qu'avec un bloc de glace, la glace prendrait deux fois plus de temps à fondre et le flux de chaleur serait élevé pendant plus de temps. La chaleur latente du mélange lors de l'expérience démontrée a été estimée à 155 kJ/kg.

Ces graphiques représentent le résultat d'une seule expérience et 24 autres graphiques représentant le transfert de chaleur d'autres expériences sont mis à l'annexe 1.

Le graphique 10 démontre l'efficacité du système, calculée au chapitre 2, en fonction du temps. Au début, le système est très efficace, mais chute rapidement à 20% pour les 7 premières heures avant de réduire à 15% et 5%.

La quantité de chaleur transférée au réservoir peut aussi être tabulée en fonction du temps, représenté sur le graphique 11. La quantité de chaleur échangée (en kJ) est égale à la surface sous la courbe du flux de chaleur. Comme le flux de chaleur reste relativement constant pendant une grande partie de l'expérience, la courbe de la quantité de chaleur transférée reste donc relativement linéaire pour les dix premières heures. Après ce temps, le transfert de chaleur diminue et la courbe s'aplatit.

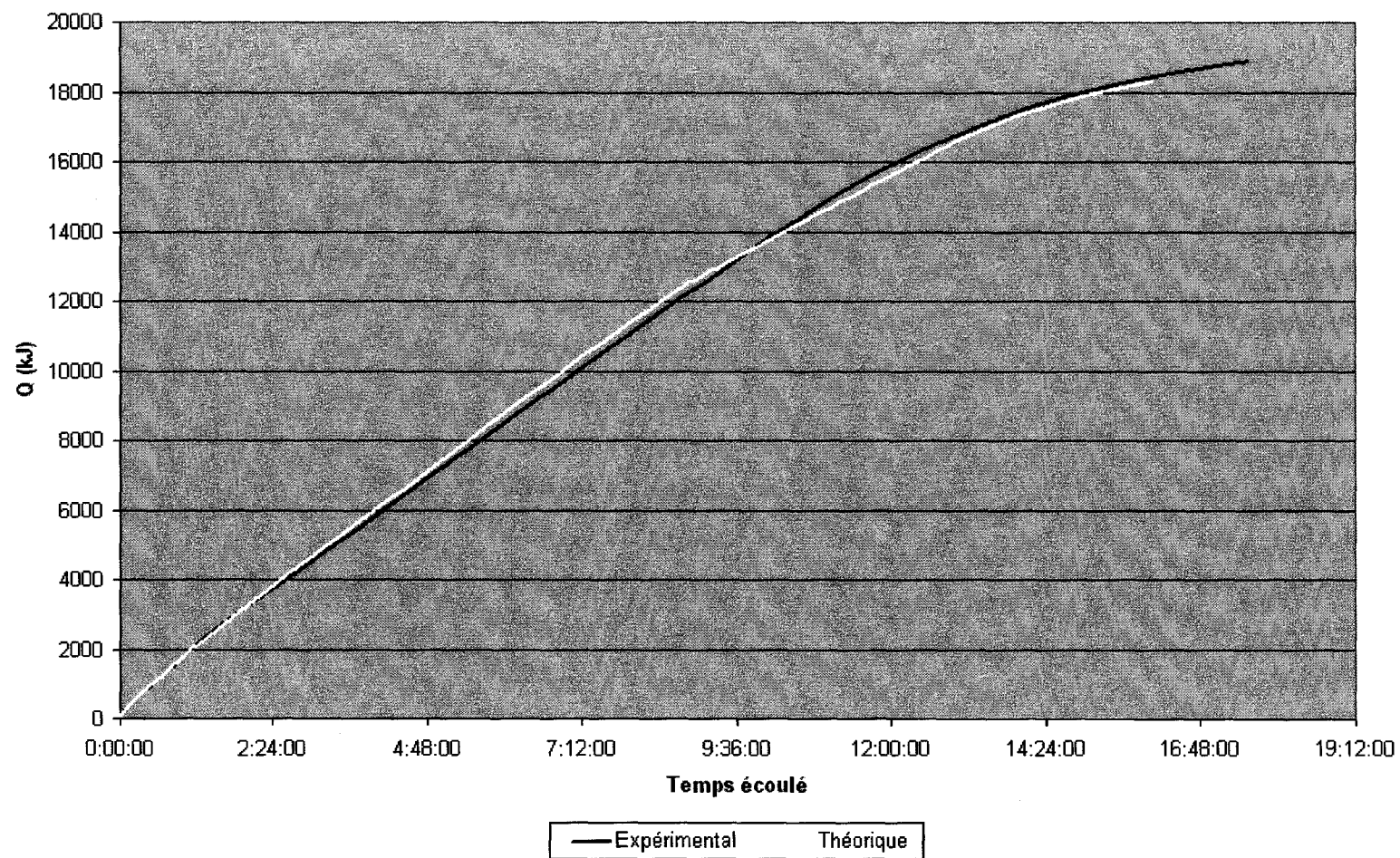
Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 10

Efficacité du système en fonction du temps écoulé

Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 11

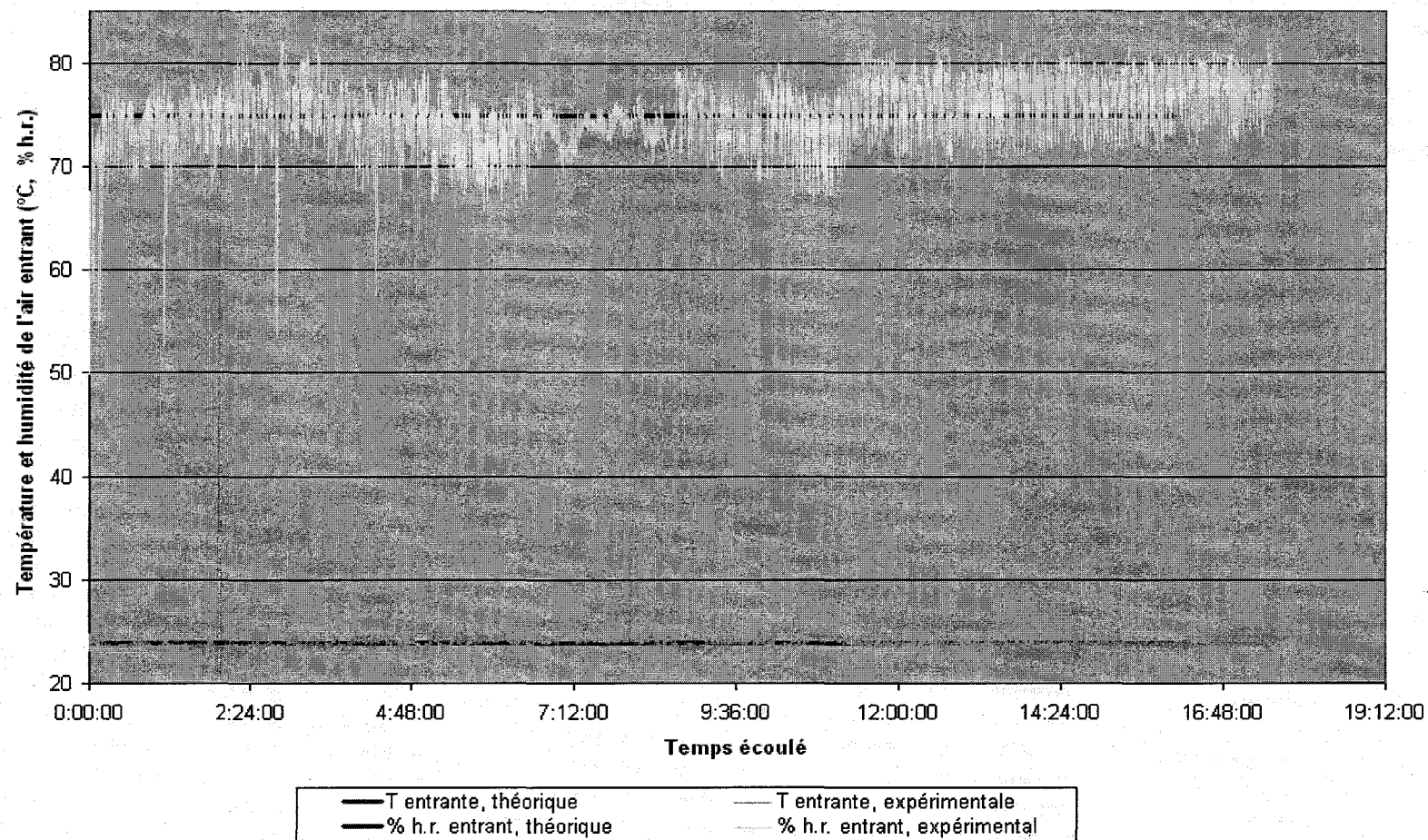
Quantité de chaleur échangée dans le système en fonction du temps écoulé

Après avoir calculé l'échange de chaleur entre l'air et la glace, il est possible de calculer les conditions de l'air à la sortie. Dans cette expérience, l'humidité relative est assez élevée à 75%. La température du point de rosée sera donc élevée et en refroidissant, il y aura possiblement un peu de déshumidification. Si la température des ailettes est supposée égale à la température de l'eau, la température de la surface est plus basse que la température du point de rosée de l'air entrant de 19,16 °C tout au long de l'expérience.

Dans la simulation, la température et humidité relative de l'air entrant sont considérées constantes tandis qu'en réalité, ils ont un peu varié. Les différences sont représentées dans le graphique 12. En appliquant le modèle présenté au chapitre 2, les températures et humidités sortantes calculées et expérimentales sont représentées sur le graphique 13.

Les graphiques indiquent tout d'abord qu'il y a refroidissement sensible et latent car l'humidité relative de l'air sortant serait plus élevée s'il n'y avait que du refroidissement sensible. Lors des premières heures de l'expérience, la température sortante expérimentale est un peu plus basse que celle prédite par la simulation. Contrairement, l'humidité relative sortante est plus élevée que celle qui est prédite. La même quantité de chaleur est échangée dans les systèmes expérimental et théorique, mais dans le système expérimental, il y a moins de déshumidification que dans le système théorique. La déshumidification est représentée en fonction du temps de l'expérience dans le graphique 14.

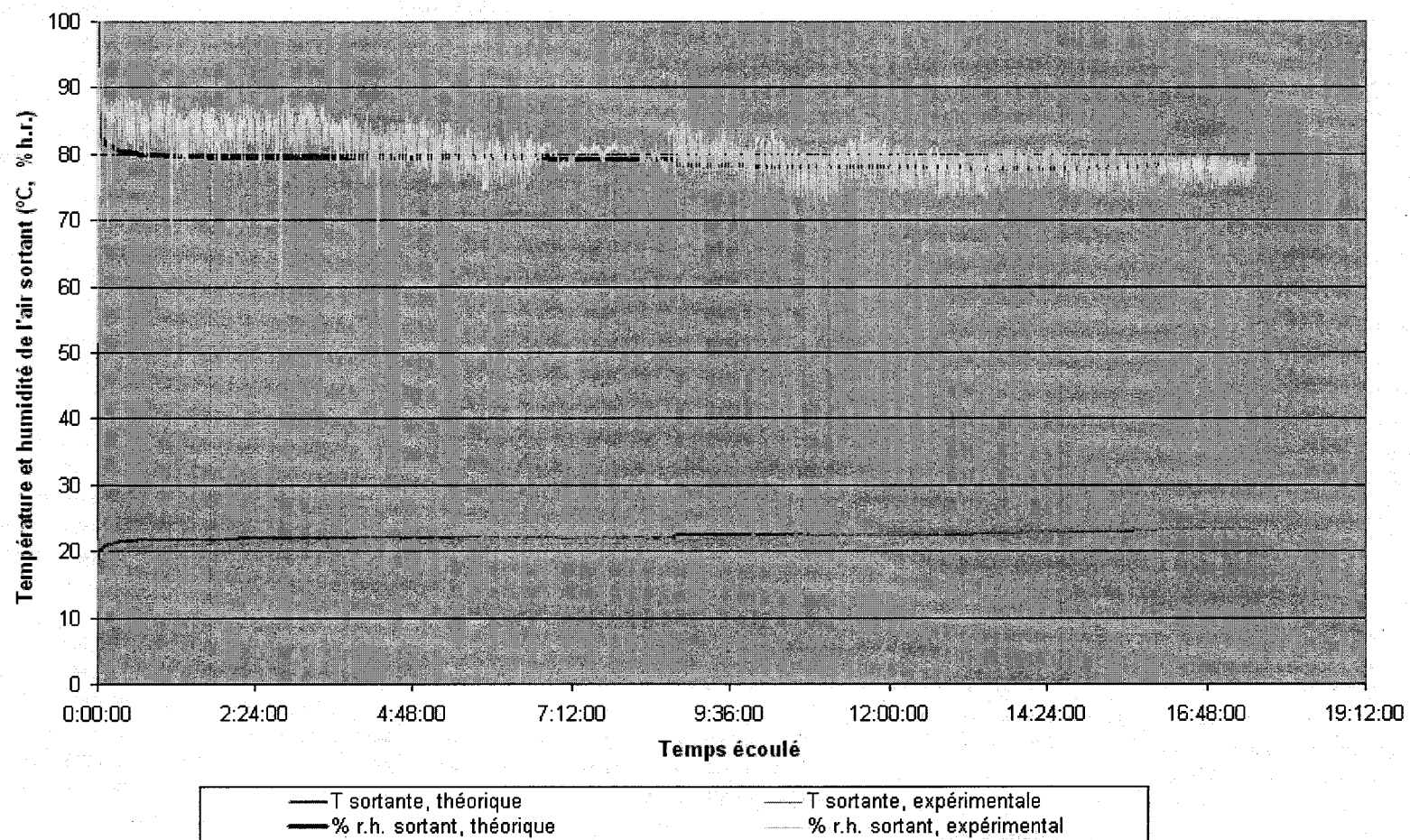
Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 12

Température et humidité de l'air entrant en fonction du temps écoulé

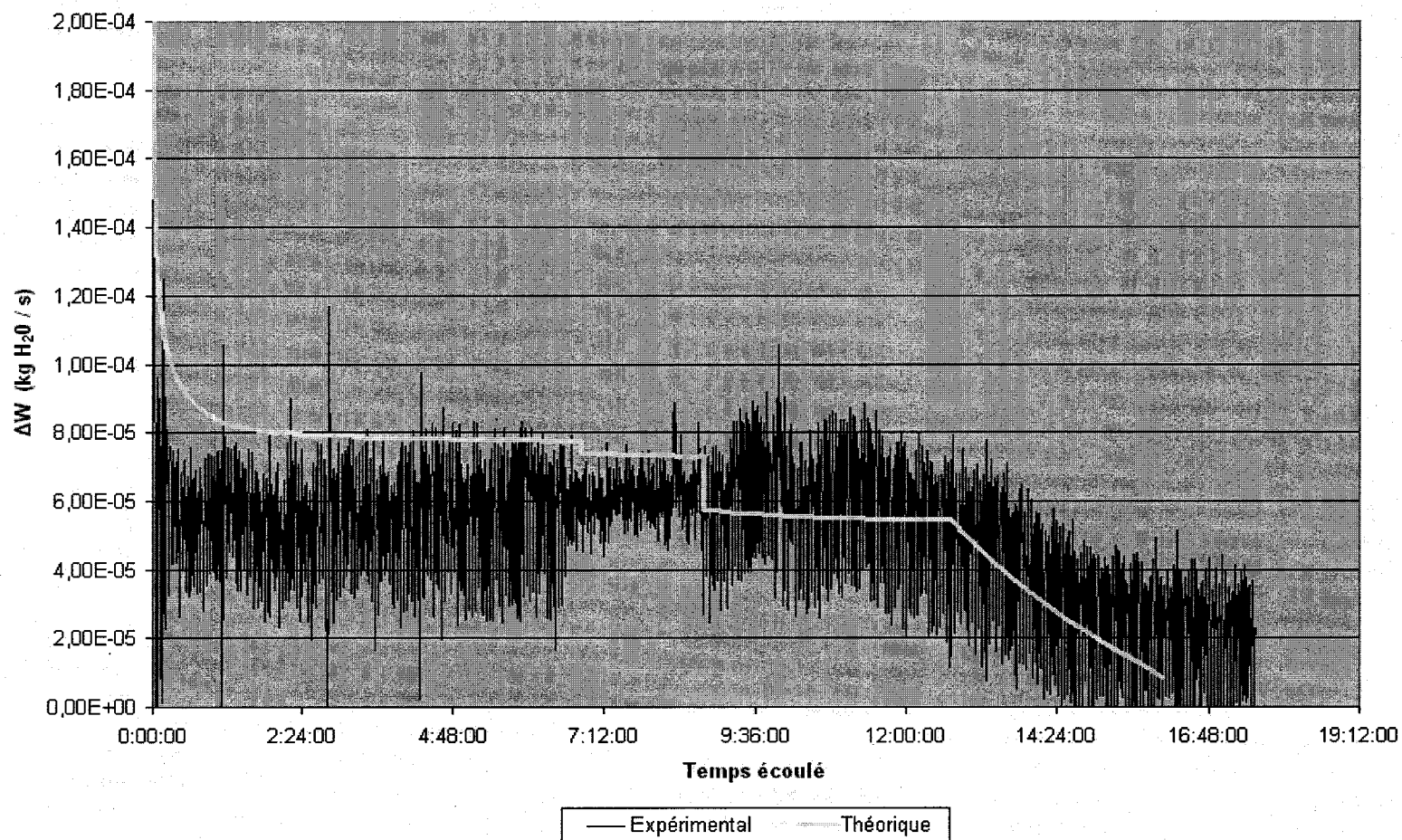
Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 13

Température et humidité de l'air sortant en fonction du temps écoulé

Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 14

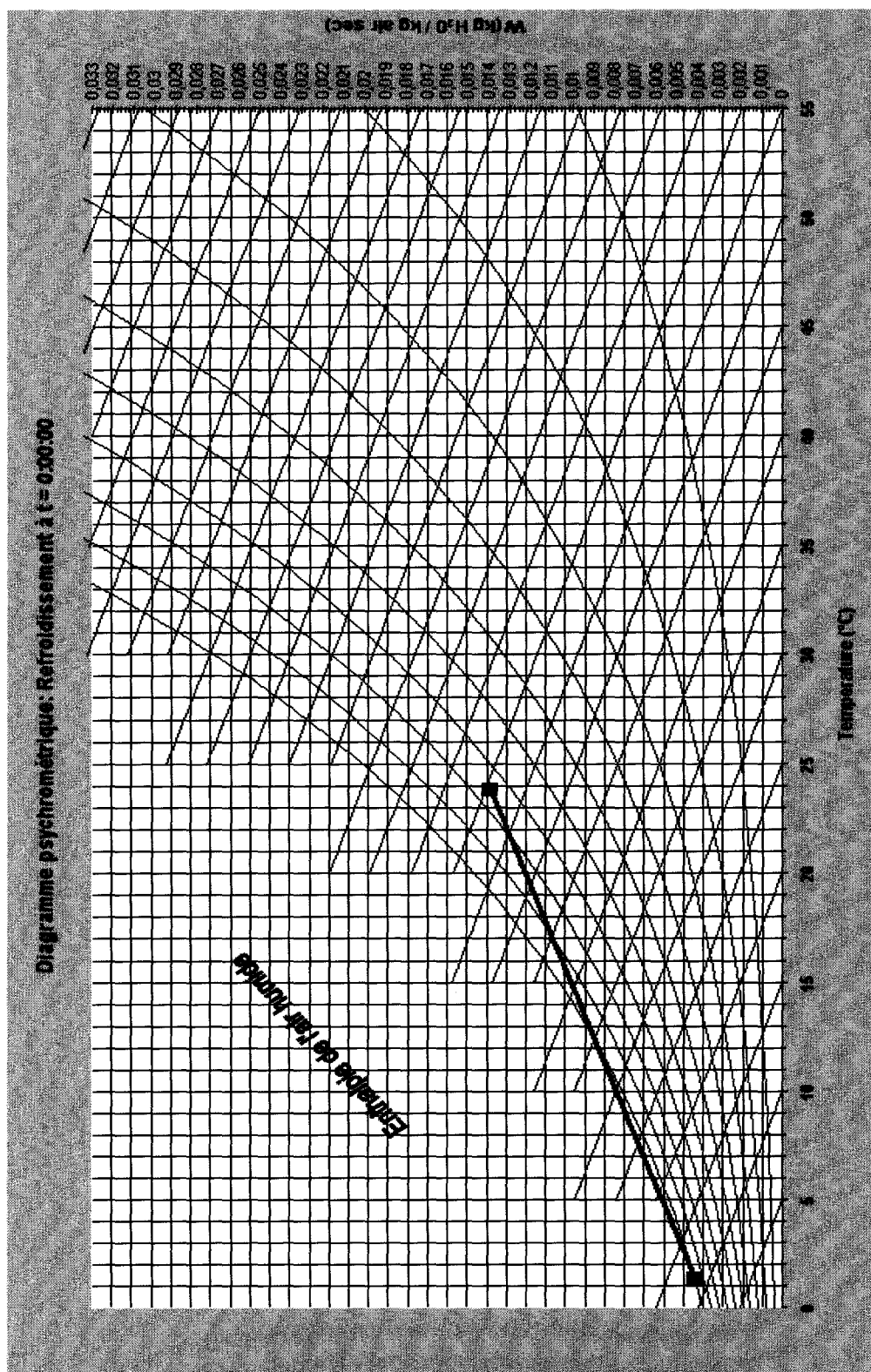
Condensation de l'eau dans l'air en fonction du temps écoulé

La différence entre les courbes sur le graphique 14 peut s'expliquer par le fait que l'air qui entre en contact avec les ailettes n'a pas la même température partout dans l'échangeur. L'air sortant est plus froid que l'air entrant et sa température de point de rosée diminue aussi, voulant dire qu'il pourrait y avoir refroidissement sensible et latent près de l'entrée de l'échangeur, mais uniquement sensible près de la sortie.

La géométrie de l'échangeur pourrait aussi affecter les données d'humidité : si une certaine quantité d'air n'entre pas en contact avec les surfaces mais se mélange avec de l'air refroidi par ces surfaces à la sortie, il y aura un peu moins de déshumidification. Enfin, si le refroidissement sensible est préféré, le système apporte un avantage.

Le refroidissement théorique de l'air au temps $t = 0$ est représenté dans le diagramme psychrométrique du graphique 15. Ce refroidissement théorique s'effectue au lancement du système lorsque le réservoir est entièrement rempli de glace. L'air sortant est à $1,35^{\circ}\text{C}$ et 100% d'humidité relative. Un tel refroidissement est impressionnant mais très bref, car le programme calcule une sortie à $12,5^{\circ}\text{C}$ deux secondes plus tard.

La courbe du graphique 15 suit la trajectoire $\frac{\partial W}{\partial T}$ calculée pour le refroidissement sensible et latent présenté au chapitre 2. Étant donné que la température de l'eau varie au cours de l'expérience, la température des ailettes varie, ce qui fait varier le gradient. Cependant, ce changement est très mineur et la différence se verrait difficilement sur le graphique. Donc, tant que le refroidissement est sensible et latent, la courbe de refroidissement de l'air suivra approximativement la trajectoire de la courbe. Si le refroidissement était sensible uniquement, la courbe serait horizontale car il n'y aurait aucun changement dans l'humidité absolue W .



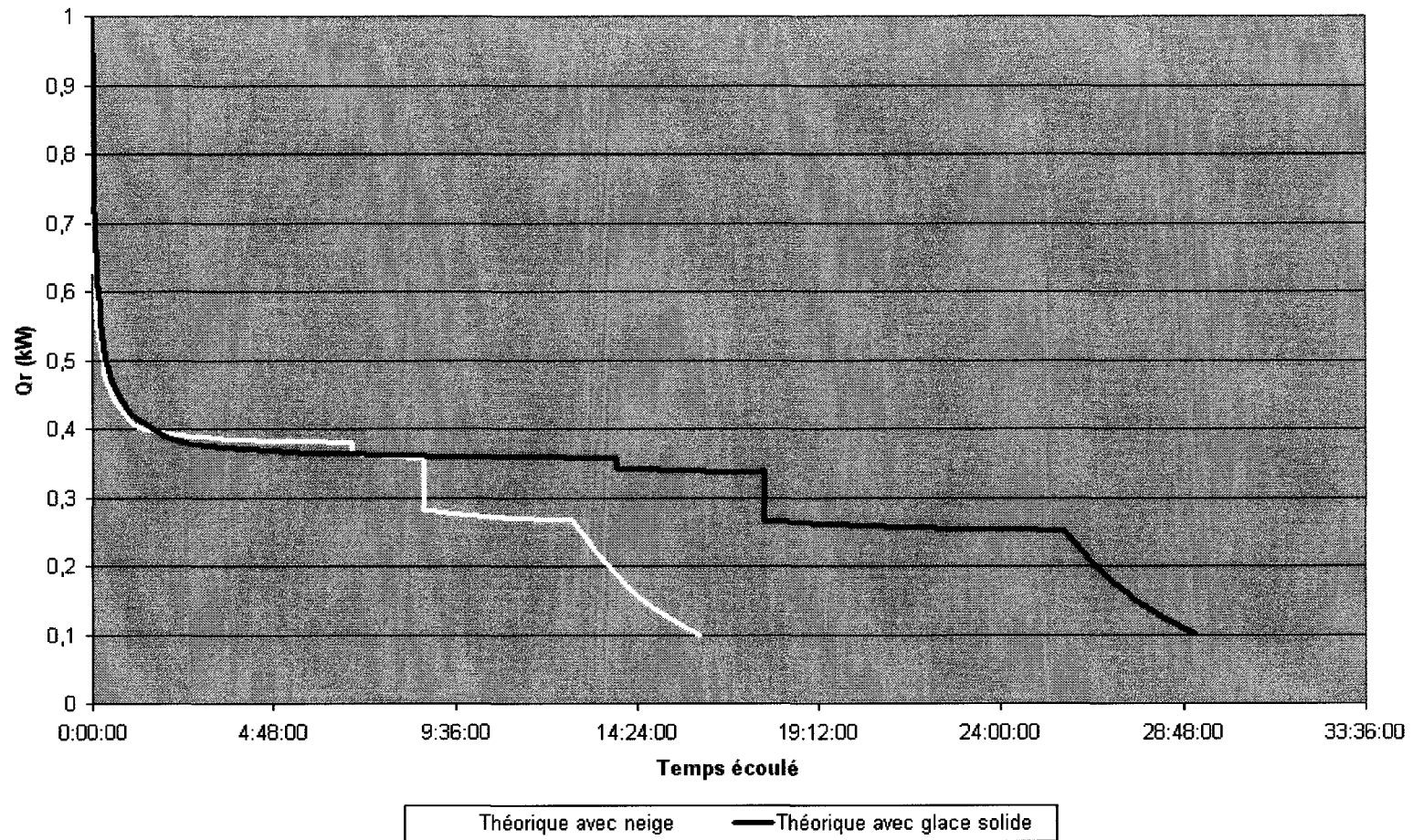
Graphique 15 Refroidissement de l'air à $t = 0$ représenté sur diagramme psychrométrique

La courbe théorique est basée sur le fait que de la neige est utilisée et où la chaleur latente de fusion est réduite de moitié. Si l'eau du réservoir serait gelée pour former un bloc de glace à 0°C , la réponse du système serait modifiée. Sur le graphique 16, la courbe théorique de l'expérience décrite dans ce chapitre est comparée à la courbe théorique d'une expérience où le réservoir serait entièrement rempli de glace.

Sur ce graphique, l'expérience avec la glace a une durée presque deux fois plus longue que l'expérience avec la neige. La chaleur latente de fusion est plus élevée et la masse absorbe plus de chaleur avant de fondre. La glace froide existe plus longtemps dans le réservoir et la courbe est allongée.

Entre deux et six heures après le début l'expérience, le réservoir de neige offre un transfert de chaleur plus élevé. Il y a une plus grande quantité d'eau dans le réservoir après le même temps et en réchauffant cette eau a échangé une plus grande quantité de chaleur.

Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 16

Transfert de chaleur théorique avec neige et glace en fonction du temps écoulé

Une autre caractéristique de l'expérience est la quantité de caloducs et leur longueur. Les 32 caloducs occupent un huitième de l'espace dans le réservoir. Si une plus grande quantité de caloducs étaient insérés dans le réservoir et qu'ils étaient allongés, la glace fondrait plus rapidement et on apercevrait un plus grand transfert de chaleur. Le programme permet de vérifier cette hypothèse. Les trois courbes suivantes ont été tracées théoriquement avec les conditions de l'air à l'entrée utilisées dans ce chapitre :

- La courbe théorique de l'expérience avec de la neige
- La courbe théorique avec de la neige dans un système où il y a le double de caloducs et que leur longueur est doublée ($2*N$, $2*L_c$)
- La courbe théorique avec un bloc de glace solide dans un système où il y a le double de caloducs et que leur longueur est doublée ($2*N$, $2*L_c$, glace)

Les figures 29 et 30 représentent le montage théorique avec la géométrie modifiée.

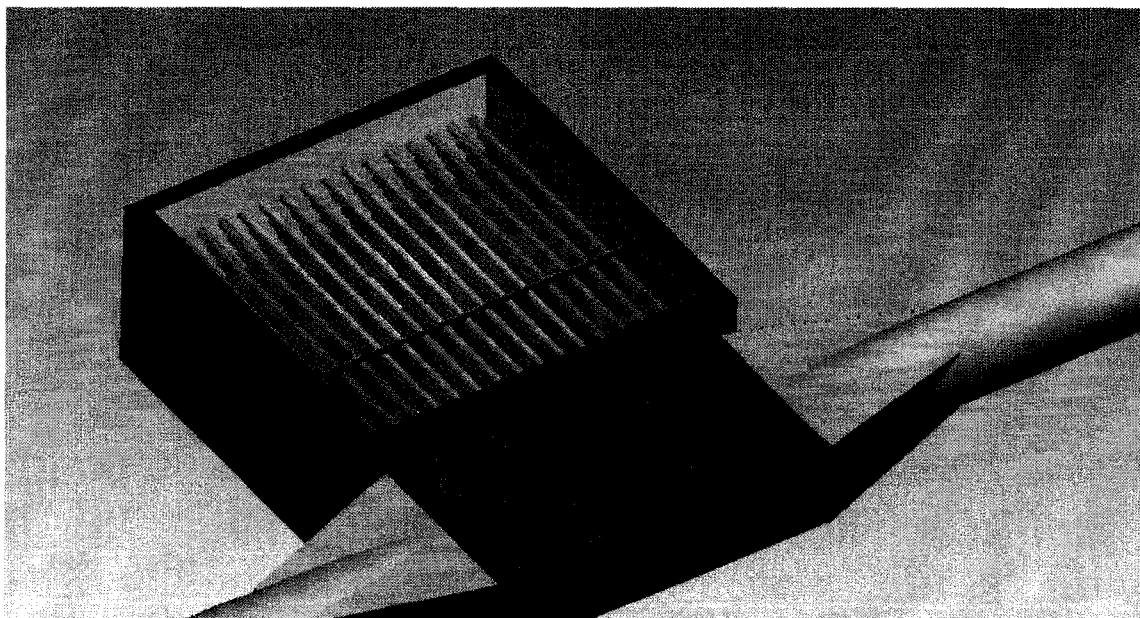


Figure 29 Système avec le double de caloducs au double de leur longueur, vue oblique

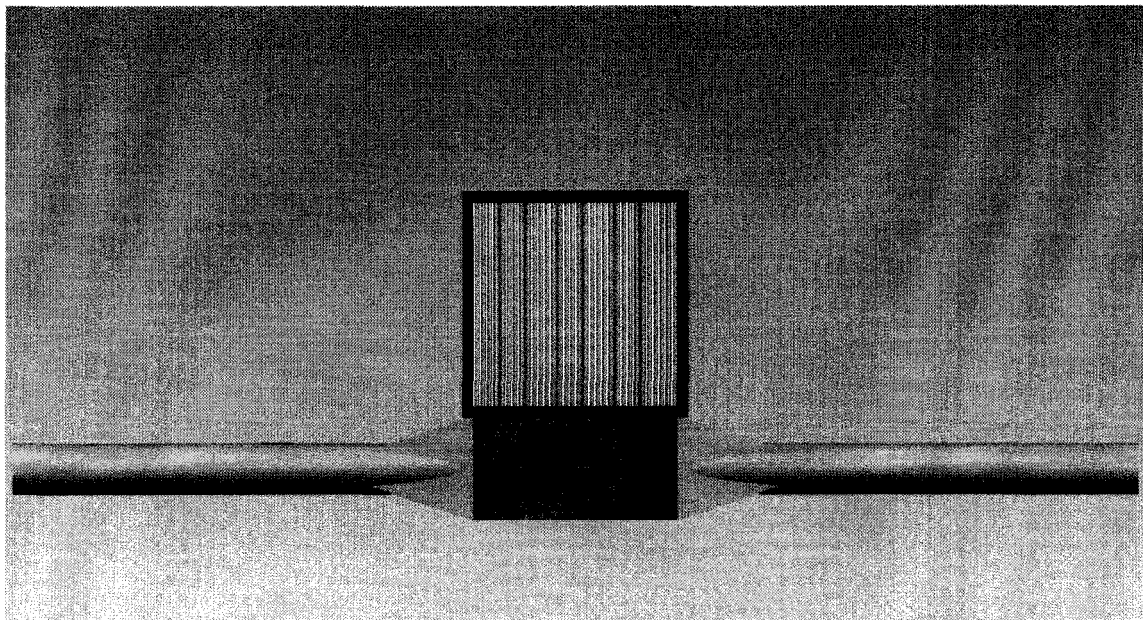
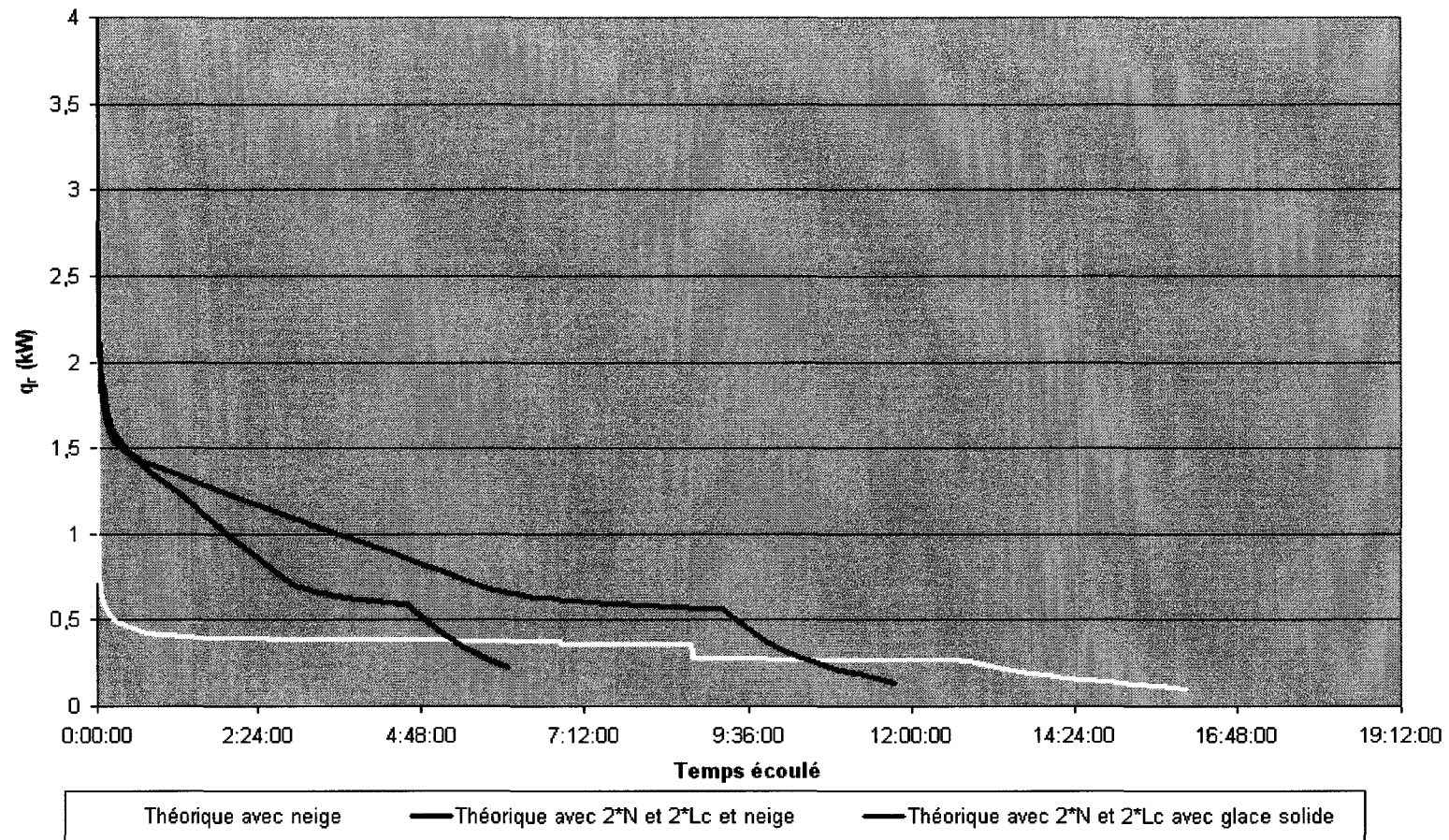


Figure 30 Système avec le double de caloducs au double de leur longueur, vue du dessus

Le graphique 17 démontre l'impact immédiat de l'augmentation du nombre et de la longueur des caloducs présents dans le réservoir. Il démontre aussi la performance du système assujéti à un bloc de glace dans le réservoir. La neige aurait entièrement fondu après 4 heures 31 minutes et la glace aurait entièrement fondu après 9 heures 13 minutes. D'après ces résultats, il est évident que l'augmentation de la présence des caloducs dans le réservoir affecte directement la performance du système.

Cette étude a été effectuée à partir d'une situation particulière. Cependant, près de cinquante expériences ont été menées dans le but de les comparer entre elles et de produire des courbes caractéristiques du montage. Ces courbes sont discutées à la section 4.3.

Air entrant: 23,86 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,36 \text{ °C}$



Graphique 17

Transfert de chaleur théorique avec système actuel et système avec présence de caloducs augmentée, avec neige et glace en fonction du temps écoulé

4.3 Graphiques comparatifs

De multiples expériences ont été menées et les réponses des expériences ont été comparées entre elles sur certaines courbes particulières. Certains résultats sont recherchés en fonction de certaines variables de l'expérience.

4.3.1 Température sortante de l'air en fonction de la température entrante, l'humidité, le temps écoulé et le débit de l'air $T_{ext} \in \{T_{int}, \phi_{int}, t, \dot{Q}_{air}\}$

La température de l'air sortant de l'échangeur de chaleur a été représentée sur des graphiques en fonction de ces paramètres. Sur chaque graphique, la température sortante est tracée en fonction de la température entrante. Les humidités (25%, 50% et 75%) sont représentées par des points aux formes et couleurs différentes.

Chaque graphique représente des données obtenues aux débits de 85 CFM, 120 CFM ou 160 CFM. Les données sont aussi cueillies à un certain temps après le lancement du système. Ces temps sont de 5 minutes, 15 minutes, 30 minutes, 1 heure, 2 heures, 4 heures et 8 heures. En tout, cela génère 21 graphiques placés à l'annexe 2. Puisque la réponse du système oscille légèrement, plusieurs points ont été recueillis pour chaque expérience sur chaque graphique pour déterminer une tendance.

Étant donné la complexité des expériences et le grand nombre de facteurs qui affectent leurs résultats, les points obtenus ne forment pas des courbes caractéristiques très lisses. Ces facteurs sont la concentration de la neige et la température du mélange au départ, les variations légères des conditions à l'entrée, le tassement de la neige dans le réservoir et entre les caloducs et la qualité de la neige utilisée. Cependant, même avec ces cas d'imprécision, il est toujours possible de distinguer quelques caractéristiques du système.

Sur les 3 graphiques de $t = 5$ minutes, l'air sort plus froid s'il entre à 25% d'humidité et plus chaud s'il entre à 75% d'humidité. Quelques points divergent et la limite entre les

courbes, surtout entre celles de 25% et 50%, est à peine visible. La pente dans tous les cas est bien inférieure à 1, ce qui veut dire qu'il y a refroidissement considérable.

Plus tard dans l'expérience, entre 30 minutes et 2 heures, les courbes semblent se suivre de plus près et nous retrouvons moins de déviations. Les expériences sont toutes à la deuxième étape et le transfert de chaleur reste relativement stable. Il est possible de voir que la température sortante varie avec l'humidité.

À 4 heures et 8 heures dans l'expérience, les points se remettent à diverger. Après ce temps, les facteurs qui causaient de petites différences au début causent des plus grandes différences à la fin. Autre raison, si les expériences à humidité élevée font en sorte que le transfert de chaleur est plus élevé au début de l'expérience, la glace fondra plus vite et le transfert sera moindre après plusieurs heures. Il y a toujours refroidissement après 8 heures car à ce temps, cette expérience entre dans la troisième étape de fonte de glace.

Les courbes sur les graphiques ont une légère hyperbole. Cela indique que la différence entre l'air entrant et l'air sortant augmente avec la température de l'air entrant. Si la température de l'air entrant est plus grande, la différence de température entre les deux médiums est plus grande et le transfert de chaleur augmente. De ce fait, la courbe devient graduellement plus horizontale aux températures entrantes plus élevées.

4.3.2 Transfert de chaleur avec l'air en fonction de la température entrante, l'humidité, le temps écoulé et le débit de l'air $\dot{q}_r \in \{T_{\text{int}}, \phi_{\text{int}}, t, \dot{Q}_{\text{air}}\}$

Les courbes de la section précédente ont été retracées, mais avec le transfert de chaleur avec l'air \dot{q}_r (kW) sur l'abscisse. Ces courbes démontrent un écart réduit entre elles car les différences d'humidité font partie des calculs d'échange thermique. Bien que leurs températures sortantes sont plus élevées, l'air des expériences ayant une humidité plus élevée échange plus de chaleur avec le contenu du réservoir. L'air reste chaud plus longtemps dans l'échangeur de chaleur puisqu'une grande quantité de

chaleur latente doit être enlevée en refroidissant. La différence de chaleur entre l'air et la glace demeure élevée plus longtemps et le transfert de chaleur résultant est augmenté.

Certains points divergent toujours un peu dans ces graphiques mais les tendances s'aperçoivent surtout entre 30 minutes et 4 heures après le lancement du système. La tendance hyperbolique de ces courbes est plus visible car le graphique montre l'échange de chaleur directement en fonction de la température entrante. Les points divergent beaucoup après 8 heures pour les mêmes raisons que dans les graphiques de la section précédente : plusieurs facteurs qui créent de petites différences au début de l'expérience deviennent plus importants après plusieurs heures. Le transfert de chaleur est aussi réduit avec le temps s'il a été élevé au début car dans ce cas, la glace fond plus rapidement.

Le transfert de chaleur est aussi affecté par le débit de l'air. En principe, il est fonction de la température et de l'humidité de l'air à l'entrée. Cependant, la vitesse augmentée de l'air entraîne un transfert de chaleur augmenté en convection forcée avec les ailettes et les caloducs de l'échangeur de chaleur. Il est donc normal d'apercevoir que le transfert de chaleur augmente avec le débit de l'air aux mêmes conditions d'entrée. La forme légèrement parabolique des courbes indique aussi que le transfert de chaleur augmente à mesure que la température entrante augmente.

Après 8 heures, le transfert de chaleur est réduit mais est toujours présent. Une expérience à laquelle l'air à l'entrée est de 35 °C donne un transfert de chaleur élevé à 1,5 kW. Généralement, le transfert de chaleur dans le système augmente quand la différence de température entre l'air entrant et le contenu du réservoir est augmentée, et ce, de façon exponentielle. Ces graphiques sont mis à l'annexe 2 après les graphiques précédents.

4.3.3 Température sortante de l'air en fonction de la température entrante, le temps écoulé et le débit de l'air $T_{ext} \in \{T_{int}, t, \dot{Q}_{air}\}$

Pour fins de comparaison, les données représentées dans les graphiques précédents sont regroupées en ignorant l'effet de l'humidité de l'air sur le changement de température dans l'échangeur de chaleur. Chaque graphique représente des données lues à un certain temps après le lancement de l'expérience. Les humidités ont été confondues et les trois débits d'air sont représentés par des points différents. Ces points sont comparés à 7 temps différents après le lancement du système, il y a donc 7 graphiques.

L'effet de la variation du débit est clairement visible dans ces graphiques présentés à l'annexe 3. Dans tous les cas, l'air entrant à 85 CFM sort plus froid de l'échangeur de chaleur que l'air entrant à 120 CFM ou 160 CFM. Les résultats à 120 CFM se situent généralement entre les deux débits. L'air sortant à 85 CFM reste plus froid plus longtemps car la glace régresse plus lentement dans le réservoir étant donné le transfert de chaleur réduit.

Après 8 heures, il existe toujours une différence de température considérable entre l'air entrant et l'air sortant. Enfin, ces graphiques représentent bien les tendances globales du système soumis à de différentes conditions.

4.3.4 Transfert de chaleur en fonction de la température entrante, le temps écoulé et le débit de l'air $\dot{q}_r \in \{T_{int}, t, \dot{Q}_{air}\}$

Les données des graphiques précédents ont aussi été représentées en fonction du transfert de chaleur dans le réservoir. À 5 minutes, le transfert de chaleur de l'air à 160 CFM est bien plus élevé que celui à 85 CFM ou 120 CFM, et croît avec l'augmentation de la température entrante.

Les valeurs de transfert de chaleur représentées en fonction du débit de l'air se rapprochent et se confondent à mesure que le temps augmente car la glace fond à des

vitesse différentes. Quatre heures après le début des expériences, le transfert de chaleur dans la plupart des expériences se situe entre 300 et 800 watts, mais diminue à 200 et 600 watts à $t = 8$ heures.

À ce temps, les expériences où l'air entre à 160 CFM produisent le même transfert de chaleur que celles à débits inférieurs, qu'importe la température entrante. Les expériences à débit et température élevés ont fondu la glace plus rapidement, et le transfert de chaleur est le même que dans les expériences où la température entrante était moins élevée.

Dans tous les cas, le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la température d'entrée de l'air. Même après 8 heures, dans certaines expériences, des échanges de chaleur de 1,4 kW ont été enregistrés avec une température d'air de 35 °C à l'entrée.

4.4 Expériences avec solutions salines

À la pression atmosphérique, l'eau change de phase solide à liquide à la température de 0 °C. Si le matériau dans le réservoir est de la neige mélangée avec de l'eau, la température de changement de phase apparente pourrait être un peu plus élevée, à 1 ou 2 °C. Cependant, certains matériaux existent qui, dilués, abaissent le point de congélation de l'eau. Quelques expériences ont été menées où la glace dans le réservoir a été remplacée par un mélange de 90%vol. d'eau et de 10%vol. de Chlorure de Potassium (KCl).

Le Chlorure de Potassium a été choisi car il présentait des avantages vis-à-vis le sel régulier (NaCl). La température de congélation du mélange de KCl est inférieure à celle des mélanges de NaCl aux mêmes concentrations. De plus, les molécules de NaCl ont tendance à se regrouper lorsque le mélange est congelé et créer des poches d'eau dans le solide, mais les molécules de KCl restent diluées dans le solide.

Le graphique 18 représente les variations de température d'une expérience menée avec un mélange d'eau et de KCl :

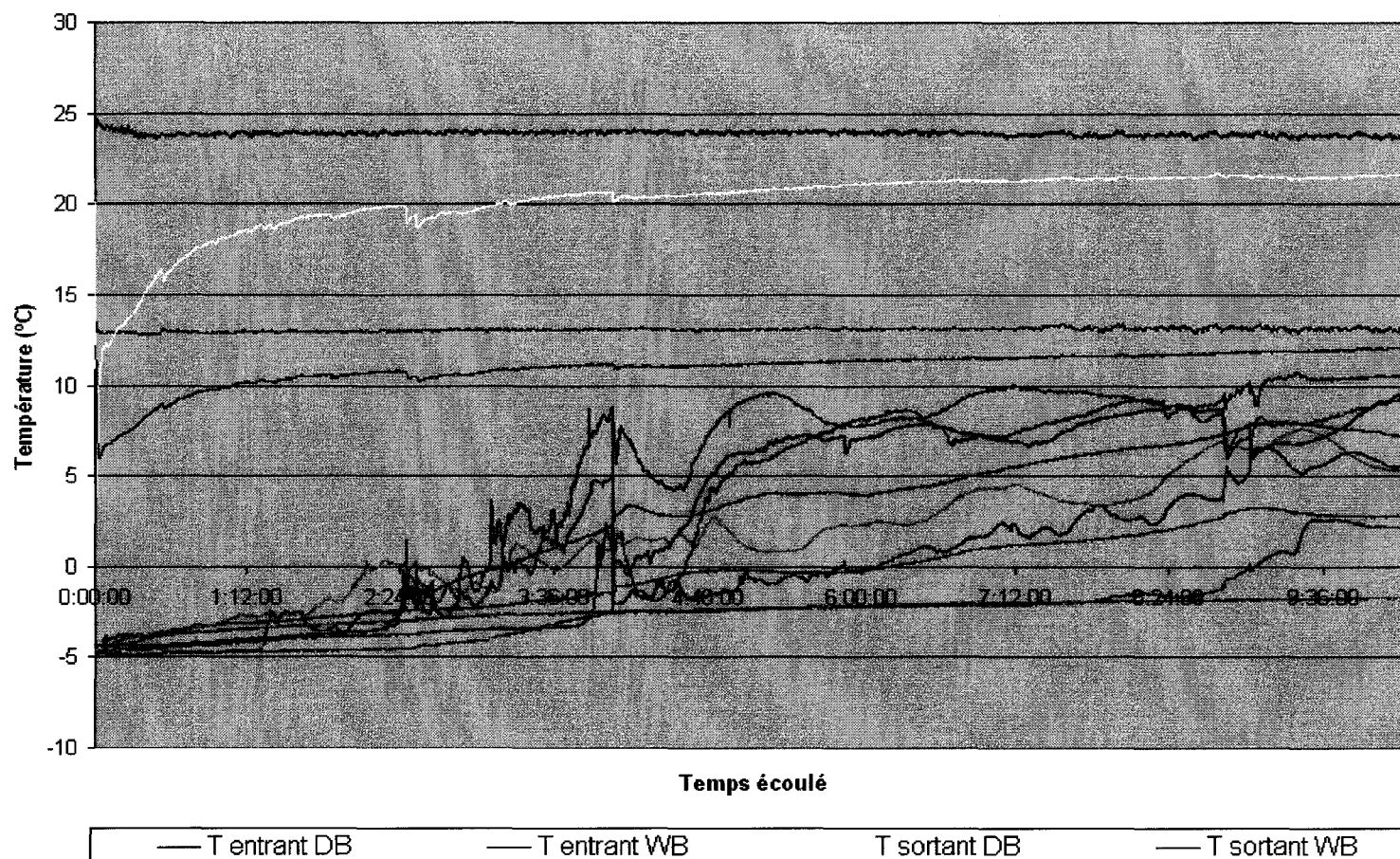
Cette expérience démontre que la fonte du mélange dans le réservoir ne s'effectue pas de la même façon que la glace. Le solide ne garde pas une température uniforme avant de fondre, et la lecture des températures dans le réservoir est beaucoup plus sporadique et moins prévisible.

Aux premières heures de l'expérience, les températures du mélange salin restent tout de même à la température de -5°C ou plus, une température plus froide que ce qui est possible avec l'eau à la pression atmosphérique. La température de fusion rabaisse, mais les propriétés thermiques sont réduites. La chaleur latente de fusion du solide est abaissée et la chaleur spécifique et la conductivité thermique du liquide sont réduites. Le résultat est avantageux durant la première heure de l'expérience, où l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur subit un refroidissement considérable. Une bonne quantité de solide froid existe près des caloducs et la résistance du liquide n'est pas assez élevée pour empêcher le transfert de chaleur.

Par contre, après ce temps, une plus grande quantité de solide a fondu et le front du solide s'éloigne de plus en plus des caloducs. La quantité de chaleur échangée réduit donc à un niveau inférieur aux expériences avec l'eau après le même temps.

Les résultats des expériences salines ont été comparées à celles des expériences régulières ayant approximativement les mêmes conditions d'air à l'entrée. Le transfert de chaleur est représenté sur les graphiques 19, 20 et 21 à trois débits d'air différents.

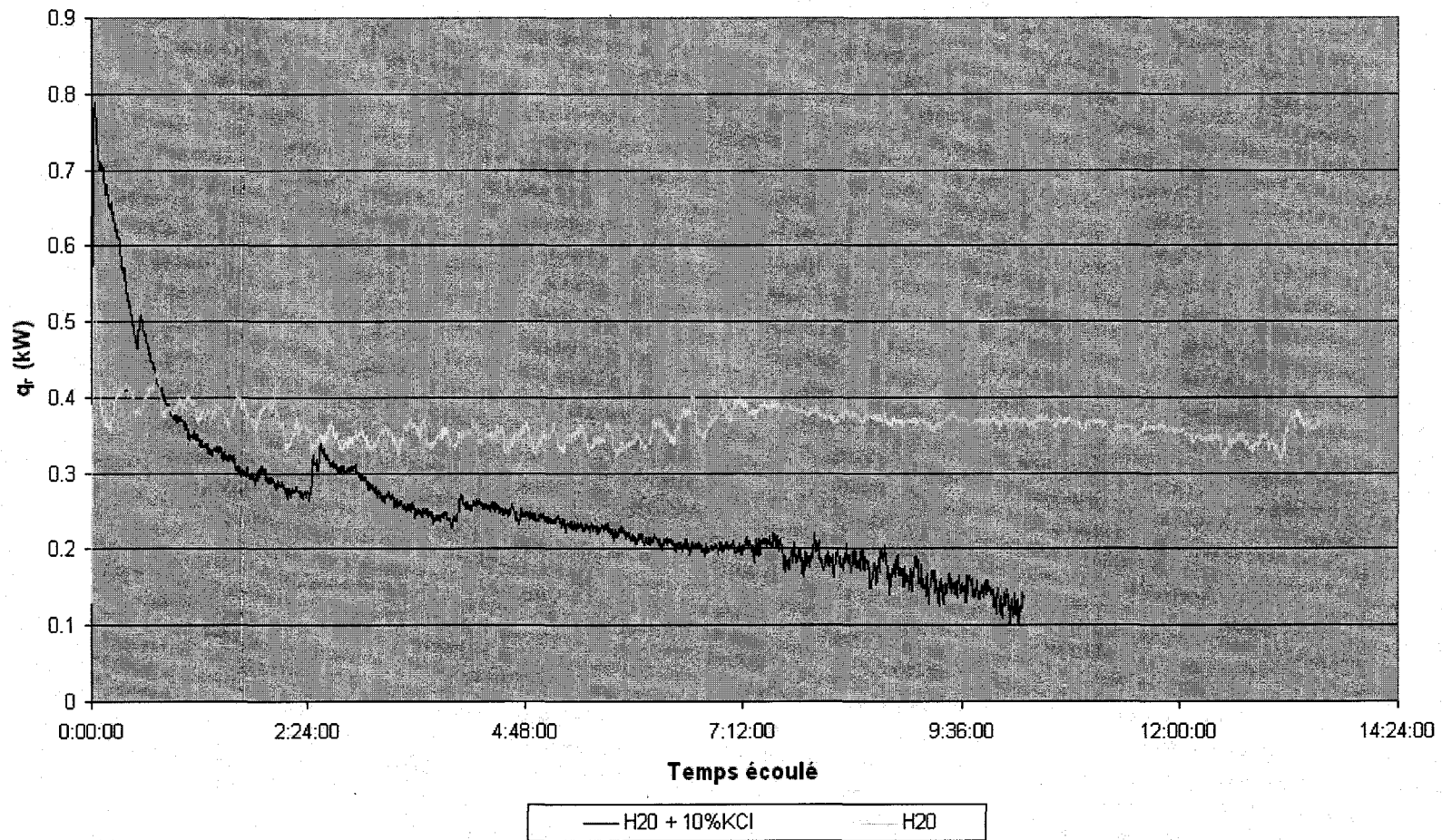
Air entrant: 23,90 °C, 25% h.r., 85 CFM. H₂O - 10%vol. KCl, T_{solide} = -4,80 °C



Graphique 18

Températures sèches et humides de l'air entrant et sortant et températures à divers points dans le réservoir, mélange d'eau et de KCl

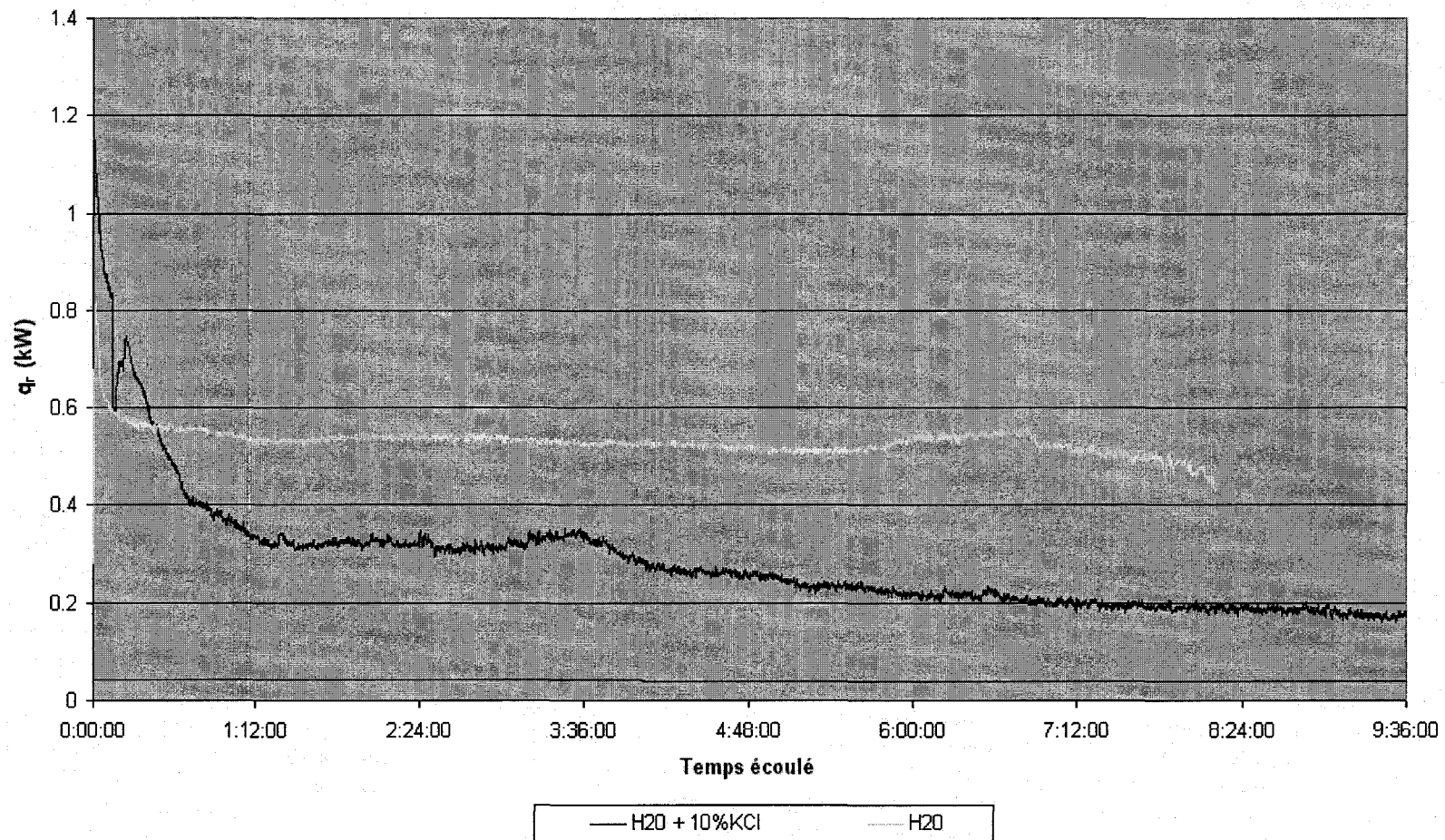
Air entrant: 24 C, 25%, 85 CFM



Graphique 19

Transfert de chaleur comparatif entre expériences aqueuses et salines similaires à 85 CFM

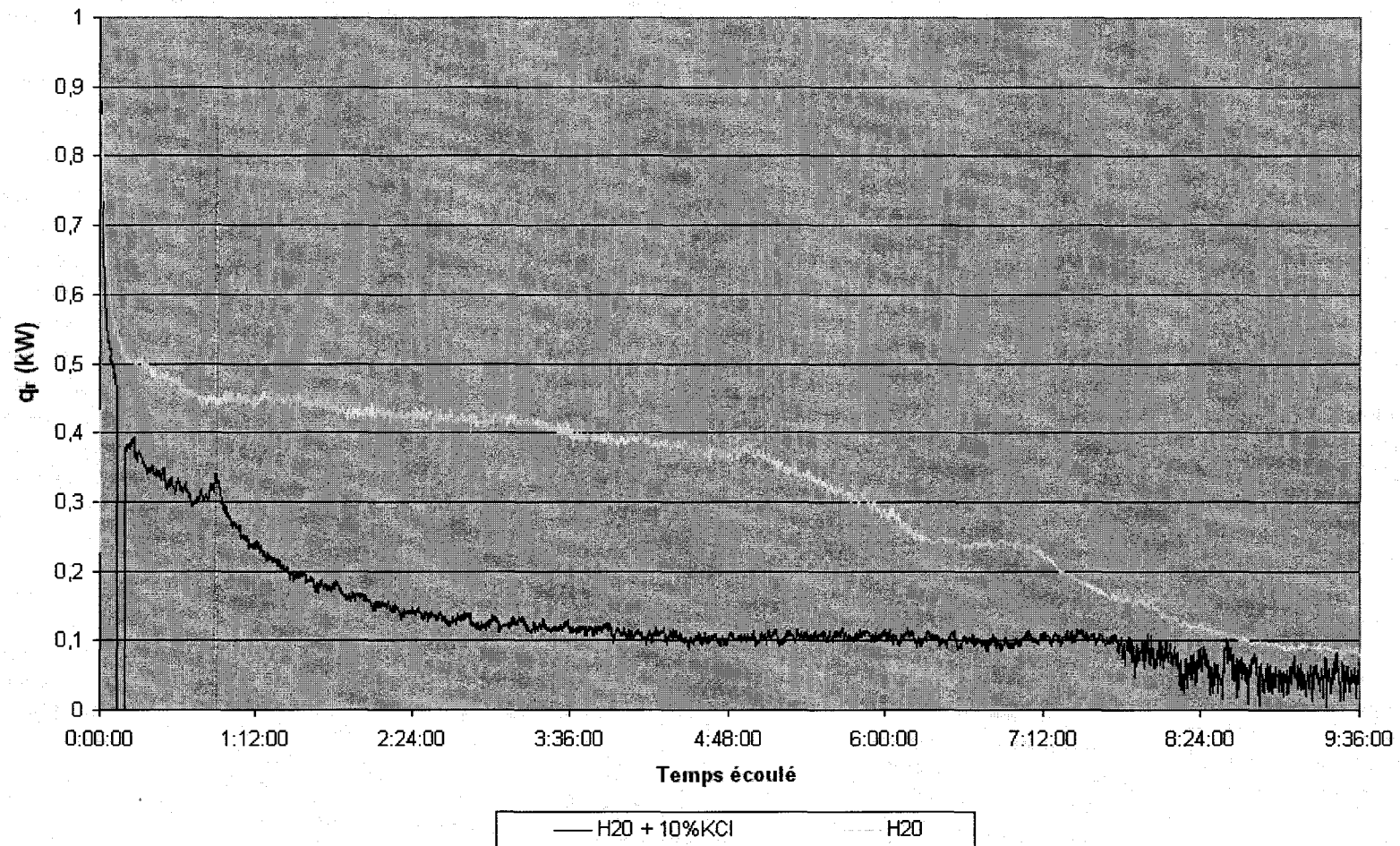
Air entrant: 25 C, 25%, 120 CFM



Graphique 20

Transfert de chaleur comparatif entre expériences aqueuses et salines similaires à 120 CFM

Air entrant: 24 C, 25%, 160 CFM



Graphique 21

Transfert de chaleur comparatif entre expériences aqueuses et salines similaires à 160 CFM

Lors des expériences où le débit d'air était de 85 CFM, l'expérience saline a effectivement produit un transfert de chaleur considérablement plus élevé que l'expérience aqueuse lors de la première heure de l'expérience. Par contre, ce dernier chute rapidement, les courbes se rejoignent, et l'expérience aqueuse donne un transfert de chaleur supérieur pour le reste de l'expérience. L'échange thermique de la solution saline chute graduellement avec le temps, et le mélange à 100% d'eau assume un transfert de chaleur constant pour les prochaines 13 heures.

Le même scénario se produit lors des expériences à 120 CFM, mais l'écart est plus grand entre l'eau et l'eau salée. Le mélange salin cause quelques discontinuités dans la courbe de transfert thermique tandis que l'eau entraîne un transfert plus stable.

L'expérience saline à 160 CFM n'offre aucun avantage sur l'expérience aqueuse aux mêmes conditions. Cette expérience saline a un transfert de chaleur réduit puisque la température du solide n'était pas aussi basse que la température des autres expériences salines. Cependant, le transfert de chaleur de cette expérience suit le même comportement que les autres expériences salines et l'expérience avec de l'eau offre un échange thermique plus élevé à long terme.

4.5 Sources d'erreurs

Il existe une abondance de facteurs qui peuvent générer des erreurs de toutes sortes dans les résultats expérimentaux et dans le modèle théorique présenté dans cet ouvrage. Les sources d'erreurs sont discutées pour chaque cas.

4.5.1 Sources d'erreurs expérimentales

Il existe de nombreux facteurs qui ont pu créer des sources d'erreurs dans la recherche expérimentale effectuée dans le cadre de ce mémoire. Il existe un degré d'imprécision autour de tous les résultats expérimentaux, mais les résultats approximent très bien la réalité.

En premier lieu, la glace utilisée dans le réservoir n'a jamais été complètement uniforme. Le réservoir a déjà été rempli de glace concassée, mais était souvent rempli de neige humide mélangée à de l'eau froide et les températures de ce mélange sont souvent un peu plus élevées que 0 °C. Certaines propriétés diffèrent de celles de la glace mais peuvent être estimées. Le coefficient de conduction thermique k de la glace aurait pu être affecté puisque la chaleur pouvait se transmettre avec l'eau liquide présente dans la neige. La chaleur latente de fusion du mélange était souvent la moitié de celle de la glace et devait être estimée.

Le réservoir a été manuellement rempli de neige cueillie à l'extérieur et ne pouvait pas être également tassée dans tout le réservoir. Certaines régions du réservoir étaient difficiles d'accès, par exemple, entre les caloducs et le plancher du réservoir et entre les caloducs eux-mêmes, ce qui limitait le tassement de neige. Les régions entre les caloducs sont critiques puisqu'elles sont les premières à fondre.

Un bon montant d'eau a aussi été rajouté après que le réservoir ait été rempli de neige pour assurer qu'il était entièrement rempli d'eau. L'ajout d'eau a généralement été uniforme, mais il est possible que certaines poches d'eau aient existé. Cela aurait affecté le cheminement des fronts de glace fondants dans le réservoir.

Quatre thermocouples étaient situés dans les conduits d'air à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur d'air. Les thermocouples à bulbe sec avaient un temps de réponse élevé. Les thermocouples à bulbe humide étaient recouverts d'une mèche trempée dans de l'eau. L'air devait évaporer l'eau sur la mèche et la température de cette évaporation était la température à bulbe humide. Si de l'air était en contact avec le thermocouple, une température située entre la température d'évaporation et la température de l'air aurait été lue. Aussi, s'il manquait d'eau à la base de la mèche, le temps de réponse du thermocouple était plus long.

Les thermocouples étaient reliés au système d'acquisition de données, qui les lisait en fonction d'une température de référence ambiante dans le local. Cette température affecte toutes les données et a été estimée à partir des enregistrements effectués par

le système de climatisation du local. L'incertitude de la température de référence ajoute à l'incertitude de tous les résultats.

Les éléments placés à l'entrée du système permettaient de varier les conditions psychrométriques de l'air entrant, mais ils étaient précaires. Un courant d'air pouvait altérer la quantité de vapeur ou le flux de chaleur. Pour atteindre certaines températures ou humidités, les éléments générateurs d'humidité et de température devaient être placés à certaines distances ou angles de l'entrée d'air du système pour atteindre le résultat voulu. Ces éléments demandaient aussi une forte puissance électrique, et les courbes en forme de zigzag tracées à partir de certaines expériences démontrent les variations de courant électrique disponibles dans le local. Ces sources d'erreurs produisent des déviations expérimentales vis-à-vis les résultats théoriques, mais produisent aussi des erreurs importantes dans les graphiques comparatifs entre expériences.

4.5.2 Sources d'erreurs théoriques

Les sources d'erreurs théoriques sont presque aussi nombreuses que les sources d'erreurs expérimentales. Il est à noter que le modèle théorique est un modèle analytique et non un modèle à éléments finis. Quelques particularités géométriques du montage expérimental ont donc été ignorées dans le modèle théorique.

Le modèle approxime la géométrie du montage en effectuant quelques simplifications. En premier lieu, pour calculer la fonte de glace dans le réservoir, le modèle ignore l'inclinaison des caloducs, inclinés à $7,48^\circ$ dans le banc d'essai. Le modèle ignore aussi que les cylindres d'eau créés autour des caloducs ont une forme excentrique et que lorsque ces cylindres se rejoignent, ils ne forment pas un prisme rectangulaire d'eau exact autour du groupe de caloducs.

Les distances entre parois et éléments du réservoir ont été mesurés et calculés avec une certaine précision, mais il existe toujours des petites erreurs de mesure. La glace fondante ne prend pas des formes rectangulaires comme l'implique le modèle mais des

formes elliptiques affectées par les différences de densité de l'eau à différentes températures. Il est assumé que les panneaux isolants qui recouvrent la surface interne du réservoir empêchent toute chaleur d'entrer, mais il est toujours possible que de la chaleur externe puisse entrer par infiltration dans de petits espaces entre le couvercle et le réservoir.

Les conditions de l'air à l'entrée a très peu varié au long des expériences, mais des petites variations n'ont pas été considérées dans le modèle, bien que le modèle accepte des changements des conditions d'entrée au cours de la simulation. Les températures de la glace solide peuvent aussi être altérées à différents temps dans la simulation.

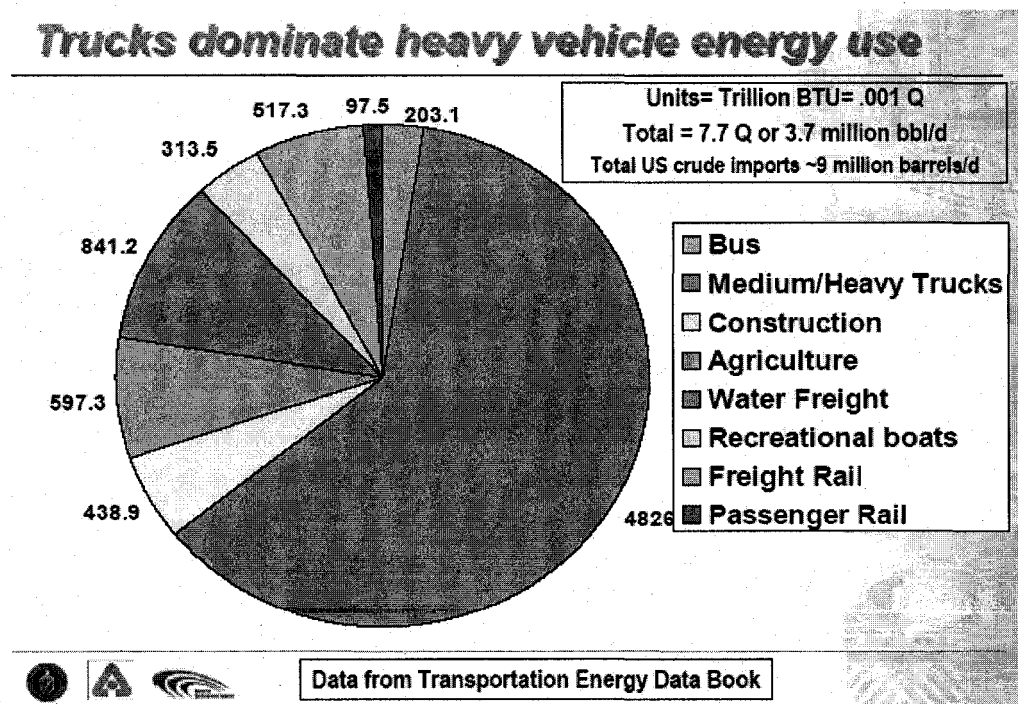
La température et l'humidité sortantes étant affectés par un facteur de contact inconnu entre l'air et les ailettes de l'échangeur de chaleur, les conditions à la sortie sont estimées. Cependant, le résultat du taux de transfert de chaleur est relativement juste et la déshumidification de l'air désirée peut être atteinte en modifiant la géométrie de l'échangeur.

CHAPITRE 5

CLIMATISATION PASSIVE D'UN CAMION DE TRANSPORT PAR GÉNÉRATION DE GLACE ET UTILISATION DE CALODUCS

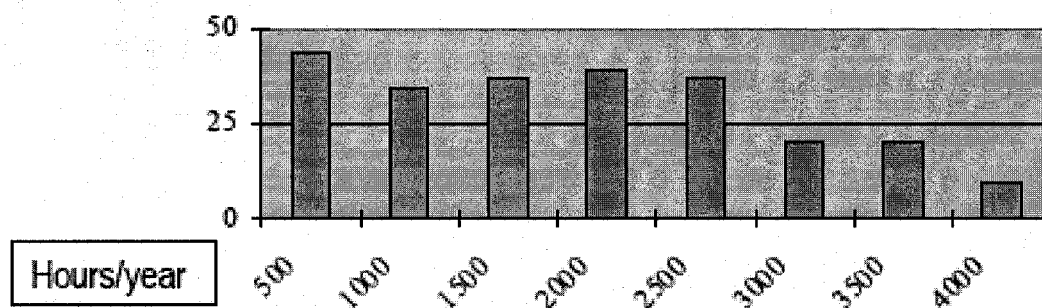
Il n'y a pas que des édifices ou des industries qui utilisent de l'énergie. Une grande partie de la consommation va aux transports, en particulier le transport routier. Il est important de savoir réduire leur consommation énergétique.

Les camions de transport opèrent à travers le monde pour livrer des marchandises entre plusieurs villes et régions. Il existe un bon nombre de camions destinés au transport à longue distance qui sont munis de couchettes pour que le camionneur puisse dormir et prendre du sommeil durant les voyages. Ces camions occupent une tranche importante de l'utilisation de l'énergie consommée par des véhicules lourds.



Graphique 22

Consommation d'énergie de véhicules lourds aux États-Unis (Trillions BTU/année) (Source : Center for Transportation Research, Argonne National Laboratory, US Department of Energy)



Graphique 23

Sondage effectué auprès d'opérateurs de camion déterminant le montant d'heures passées à tourner au ralenti par année (Nombre de répondants / Heures par année) (Source : Center for Transportation Research, Argonne National Laboratory, DOE)

En été, la température extérieure peut devenir assez élevée et la chaleur générée par le camionneur s'accumule rapidement dans la couchette. De plus, la paroi est souvent métallique et transfère un bon montant d'énergie solaire dans la couchette. Pour ces raisons, le camionneur est souvent tenté d'allumer le moteur de son camion pour faire fonctionner son système d'air climatisé et se refroidir pendant son sommeil.



Figure 31 Camion de transport

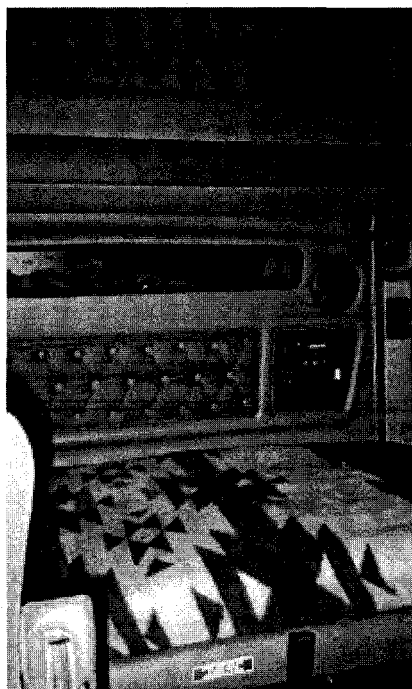


Figure 32 Couchette d'un camion de transport

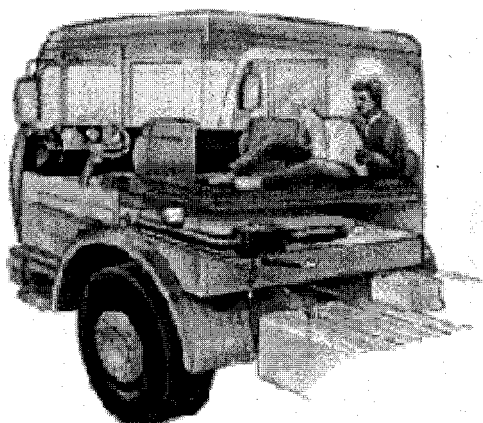


Figure 33 Positionnement typique de la couchette d'un camion de transport

En effet, il suffit de circuler dans un parc automobile lors d'une journée d'été pour se rendre compte qu'un nombre important de camionneurs tournent leur moteur lorsqu'ils sont à l'arrêt.

Le programme Écoflotte de l'Office de l'efficacité énergétique de Ressources naturelles Canada a été mis sur pied pour aider les gestionnaires et les propriétaires des parcs de véhicules à réduire les coûts de carburant et les émissions des véhicules, et à améliorer leur productivité au moyen de pratiques qui favorisent l'efficacité énergétique. Dans leur publication « Tourner au ralenti, c'est tourner en rond », le ministère décourage les camionneurs de faire fonctionner leur moteur inutilement, disant que les coûts de carburant, d'entretien et de réusinage augmentent ainsi que la quantité d'émissions de gaz carboniques.

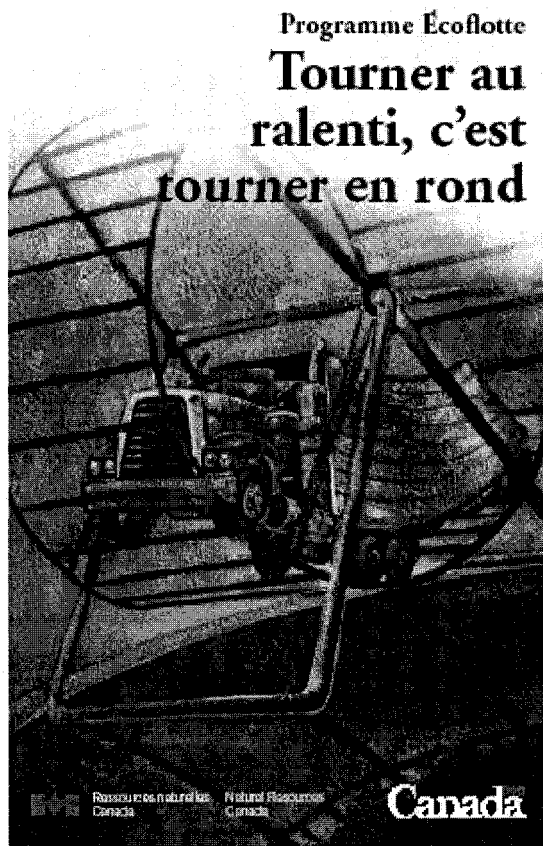
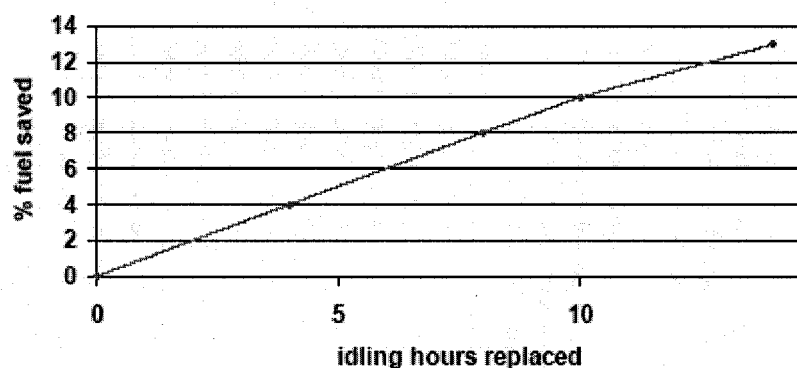
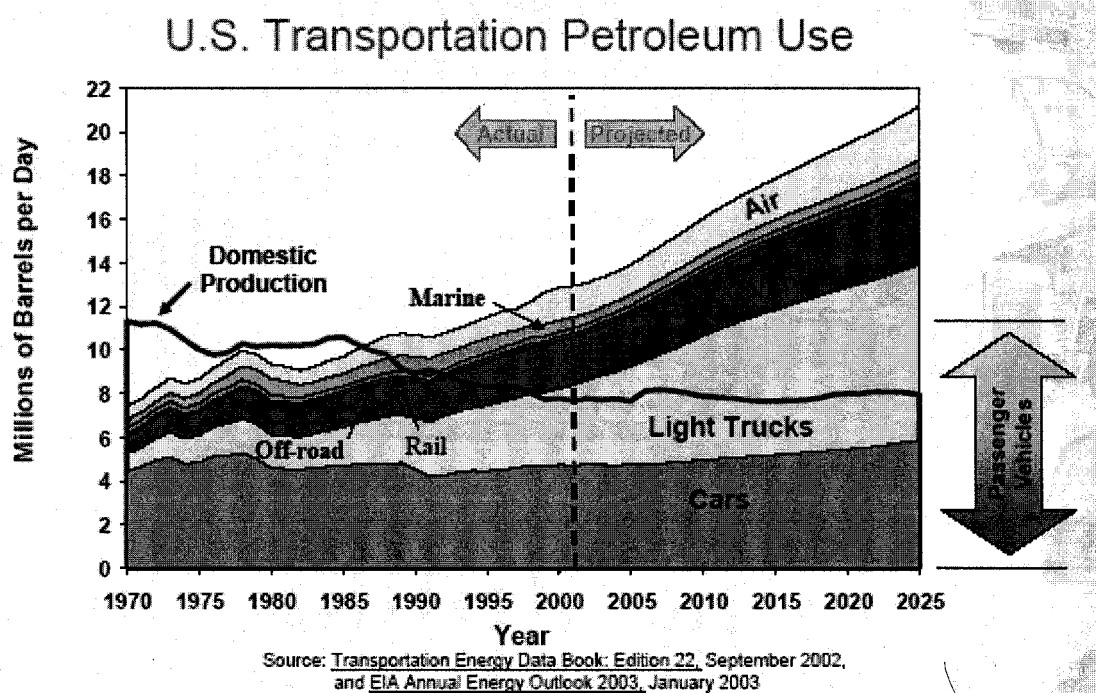


Figure 34 Publication du Programme Écoflotte de Ressources naturelles Canada



Graphique 24 Estimation de la quantité d'essence épargnée avec l'élimination du tournage au ralenti dans un camion (Source : Argonne National Laboratory, DOE)



Graphique 25 Projection de la quantité de pétrole consommée par secteur de transportation jusqu'à 2025 (Source : Argonne National Laboratory, DOE)

Pour contrer la pratique de faire fonctionner le moteur durant la nuit lors de temps froid, l'Office propose de raccorder leurs moteurs électriques à des prises spéciales disponibles dans des parcs automobiles. Il propose aussi des génératrices qui

s'alimentent directement de l'essence du réservoir du camion pour utiliser des appareils de chauffage ou de climatisation. Étant donné la grande puissance requise, un système de climatisation peut rapidement drainer les batteries.

Il existe certains produits sur le marché qui permettent d'accumuler de l'énergie latente chaude dans le camion lors de son opération pour chauffer la cabine lorsque le camion est au repos. La chaleur générée par le moteur se dirige dans matériaux placés à des endroits stratégiques dans la cabine, qui dégagent cette chaleur lors de l'arrêt du camion.

L'idée présentée dans ce chapitre est de climatiser une cabine de camion durant les heures de sommeil en utilisant le système de stockage thermique présenté dans ce mémoire sous forme réduite et mobile. Lors du fonctionnement du véhicule, un compresseur tire une petite fraction de l'énergie produite par le moteur. Ce compresseur sert à circuler un réfrigérant dans un système de compression de vapeur, où l'évaporateur se situe dans un réservoir d'eau. Après un certain temps, l'eau dans le réservoir se transforme en glace prête à être utilisée dans un système de climatisation passif. À l'arrêt, le camionneur pourra donc refroidir sa cabine sans devoir faire fonctionner son moteur ou brûler de l'essence.

L'idée d'utiliser du stockage thermique comme alternative a été présenté par le « Argonne National Laboratory » de l'Université de Chicago, le plus grand centre de recherche du « US Department of Energy » en 2001. Ce département du gouvernement américain est d'avant-garde dans l'effort de diminuer le tournage du moteur à l'arrêt. Il cite que cette technologie existe depuis très récemment et qu'il est possible de se procurer des produits artisanaux sur le marché, mais que ce marché est toujours en développement.



Figure 35 Unité de stockage thermique pour cabines de camions transporteurs
(Source : Argonne National Laboratory, DOE)

Le marché de la climatisation mobile est donc en pleine expansion au Canada et aux États-unis et pourrait rapidement devenir très profitable.

Un produit composé de trois idées est donc proposé : Le stockage thermique utilisé en conjonction avec des caloducs pour le refroidissement de cabines de camion, répondant à un critère du programme Écoflotte et améliorant la position du Canada dans ses objectifs liés au Protocole de Kyoto.

CONCLUSION

Dans cette étude, un modèle a été établi pour prédire le transfert de chaleur dans un réservoir à stockage thermique de glace à l'aide de caloducs placés en contact avec un débit d'air chaud. L'étude s'est portée uniquement sur le type de caloduc utilisé dans les expériences, le caloduc sans structure capillaire. Un programme écrit dans un chiffrier a été écrit pour facilement comparer les résultats expérimentaux à la théorie.

Quelques aspects théoriques proviennent de résultats semi-empiriques, dont la résistance thermique des parois d'une boîte ou la convection jumelée à la conduction dans l'eau. Ces aspects ont été combinés à des aspects analytiques pour produire un modèle qui se rapproche de la réalité.

Les essais ont été effectués avec un système construit et assemblé dans le Centre de Technologie Thermique de l'ÉTS. Un réservoir et un assemblage de 32 caloducs ont été utilisés pour échanger la chaleur entre l'air et la glace. Les températures du système ont été mesurées à l'aide d'un système de thermocouples et gérées par un programme écrit sur LabView. La taille du système était relativement petite, correspondant à l'usage proposé dans les camions, où il existe plusieurs restrictions volumiques.

La fonte de glace est basée sur des hypothèses et des approximations, mais qui ont été validés par les résultats expérimentaux. Avec les variables qui ont été utilisées, le système offre une capacité de climatisation initialement situé entre 1 et 1,5 kW, qui se stabilise à une valeur typiquement entre 0,4 et 0,6 kW. Les résultats expérimentaux ont été comparés aux résultats théoriques et ils concordent. À la fin d'une expérience, les résultats divergent un peu car le modèle théorique diverge un peu de la réalité.

Les trois grandes composantes de transfert de chaleur décrites dans ce système sont le transfert de l'air avec les ailettes, l'évaporation et la condensation dans les caloducs et le transfert de chaleur entre les caloducs et la glace. Le transfert de chaleur entre l'air et les ailettes demeure généralement constant, mais le transfert de chaleur entre

les caloducs et la glace varie beaucoup avec le recul du front de glace. Il a été trouvé que la résistance thermique des caloducs est très faible vis-à-vis les deux autres composantes et qu'elle peut être négligée. Les seules résistances thermiques importantes sont donc la résistance de l'air et la résistance dans le réservoir.

Il est donc à constater que dans le stockage thermique froid, les caloducs peuvent apporter un avantage significatif sur d'autres outils de transfert la chaleur, tels les solutions à mélange de glycol qui doivent être transportés dans des conduits à l'aide de pompes.

Dans les systèmes à circulation de glycol, les différences de températures dans le système peuvent être plus grandes car il est possible de refroidir le liquide à une température rapprochée de la température dans le réservoir. Dans un système avec caloducs, les tuyaux adoptent une température rapprochée de celle de l'eau dans le réservoir. Cependant, la chaleur latente du réfrigérant permet de transporter une grande quantité de chaleur. De plus, les caloducs sont automatiques et ne requièrent aucune pompe pour circuler le réfrigérant.

Ce système est fiable car la réduction de pièces mobiles entraîne une réduction de besoins en maintenance. Il n'y a aucun bris de pompe ou obstruction des tuyaux transporteurs de glycol dans ce système, ce qui porte un avantage sur d'autres systèmes similaires situés dans un environnement éloigné ou sur un camion transporteur.

RECOMMANDATIONS

Suite à cette étude, les recommandations suivantes sont offertes pour les travaux futurs :

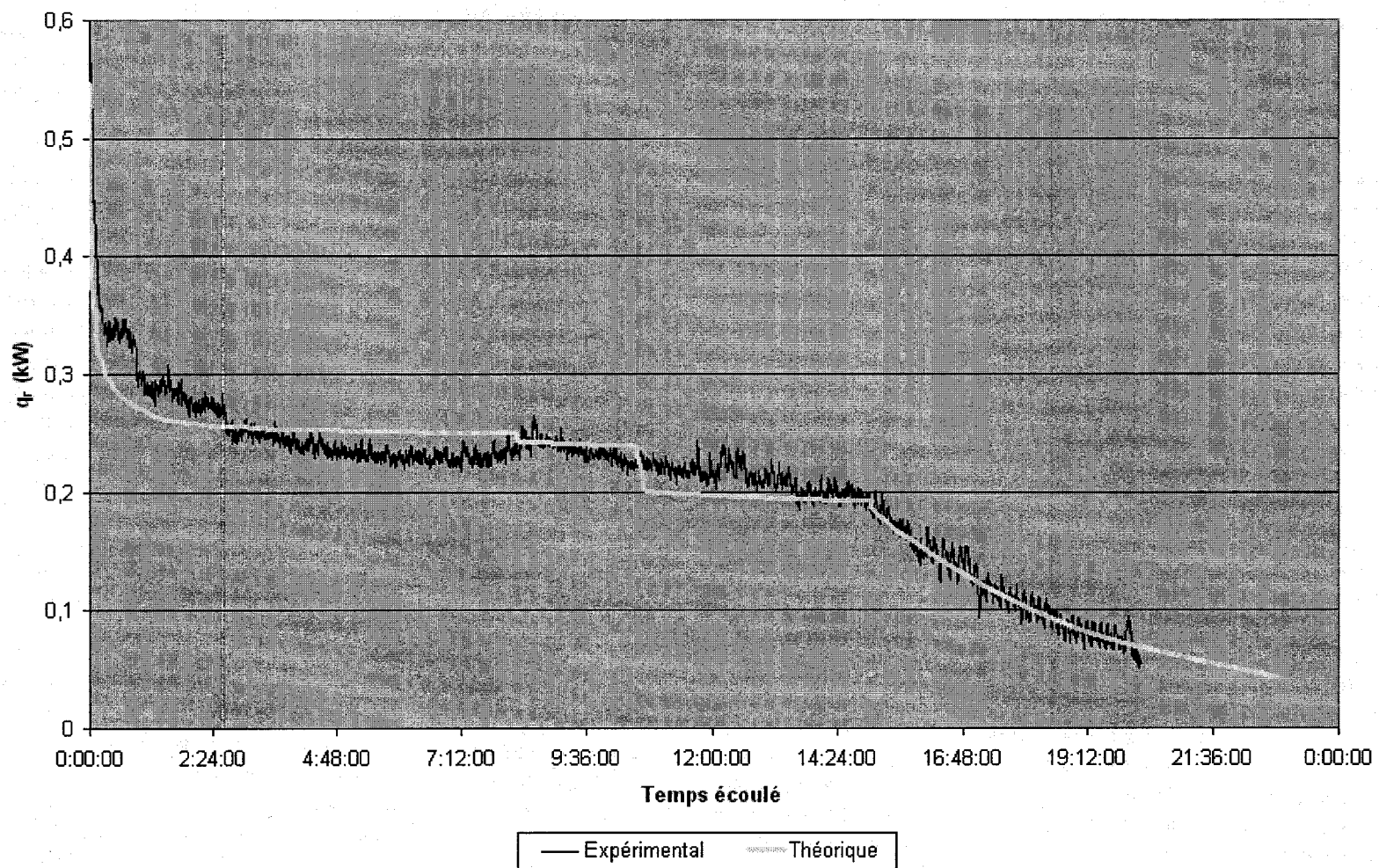
- 1) Appliquer les corrélations décrivant la fonte de glace excentrique autour de tuyaux au modèle mathématique, et trouver un moyen de prédire la géométrie des cylindres d'eau en fonction de la température de la saumure et du temps. Cette étude explorera davantage la fonte de la glace réelle et permettra d'obtenir des résultats plus précis.
- 2) Faire une étude plus approfondie du transfert de chaleur dans un réservoir de glace : étudier la théorie du transfert de chaleur en convection avec une surface froide verticale et horizontale, étudier la distribution des températures plus profondément et appliquer un modèle elliptique à la fonte de glace.
- 3) Effectuer l'étude de l'impact d'un réservoir de glace à basse température.
- 4) Étudier expérimentalement l'impact de l'accroissement de la présence de caloducs dans le réservoir entraînant l'augmentation du taux de transfert thermique et effectuer une étude approfondie sur l'impact des géométries de caloducs sur le comportement du système.
- 5) Déterminer un facteur de contact pour les ailettes de l'échangeur de chaleur air-caloducs qui permettra de déterminer un taux de déshumidification plus précis.
- 6) Construire une version commerciale du système et étudier son fonctionnement dans une application pour édifices ou pour camions de transport.

ANNEXE 1

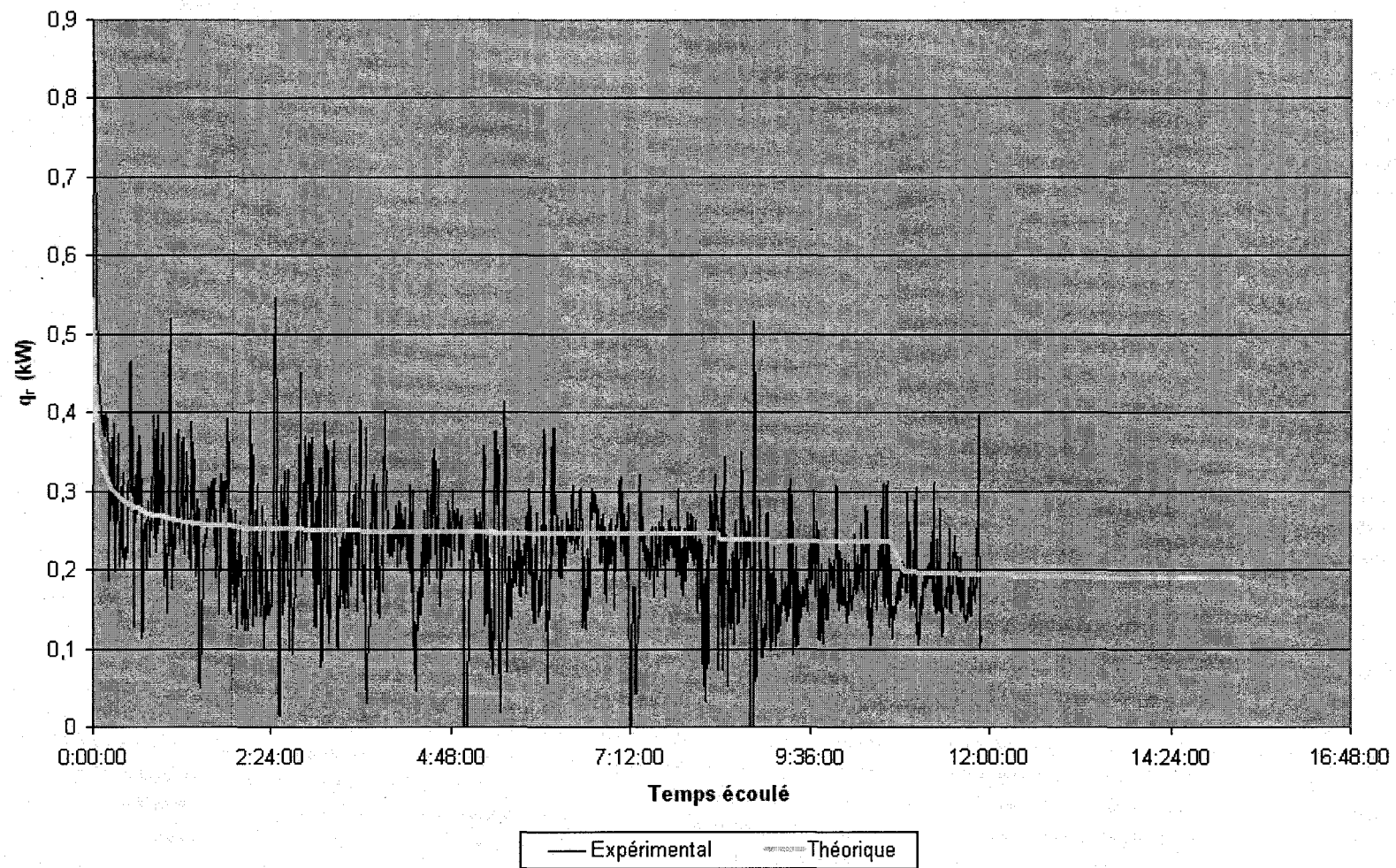
GRAPHIQUES DU TAUX DE TRANSFERT DE CHALEUR EXPÉRIMENTAL ET THÉORIQUE EN FONCTION DES PROPRIÉTÉS DE L'AIR ET DU TEMPS ÉCOULÉ

$$\dot{q}_r \in \{T_{ent}, \varphi_{ent}, t, \dot{Q}_{air}, T_{glace}\}$$

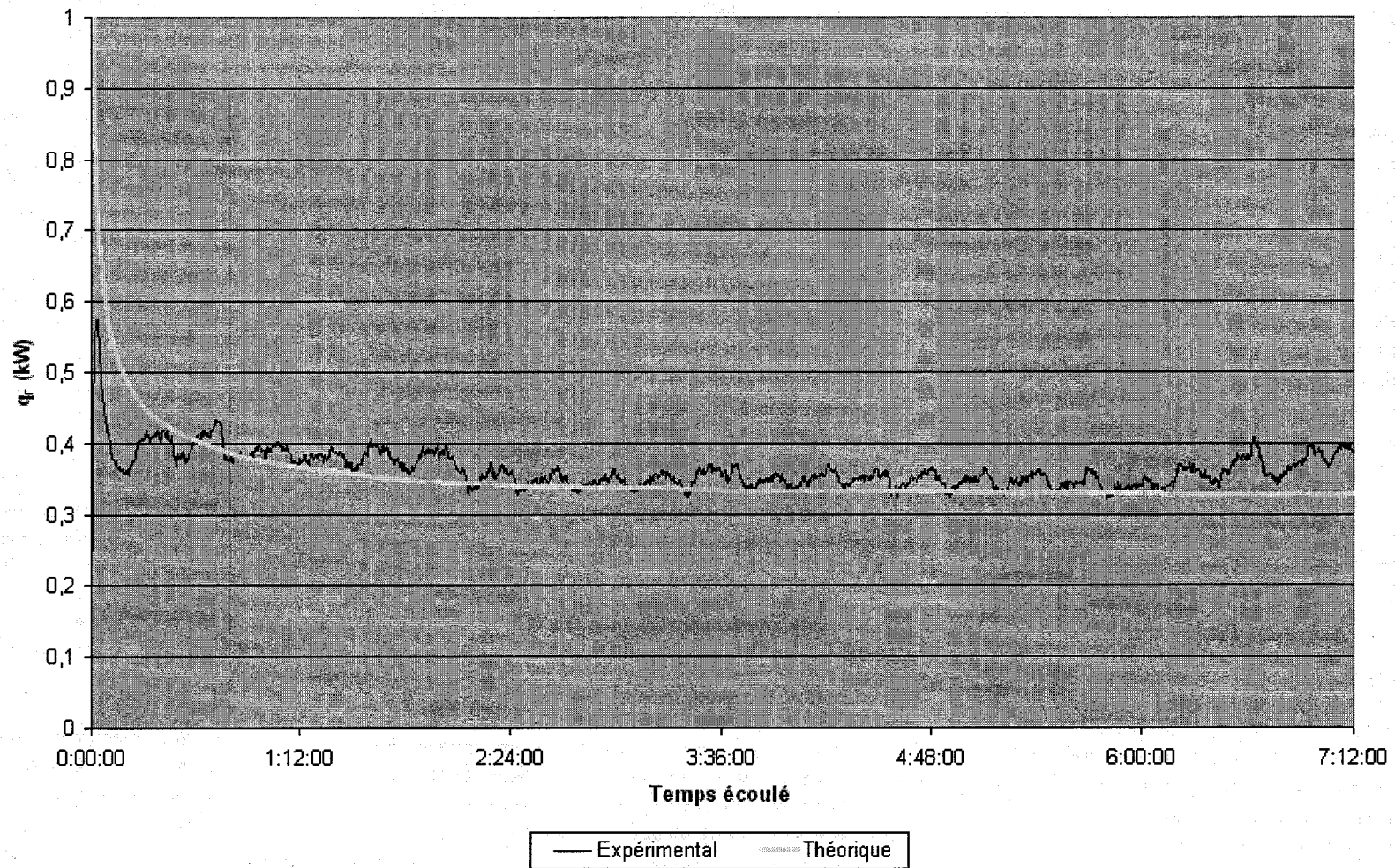
Air entrant: 20,95 °C, 50% r.h., 85 CFM. $T_{\text{glace}} = 0,8 \text{ °C}$



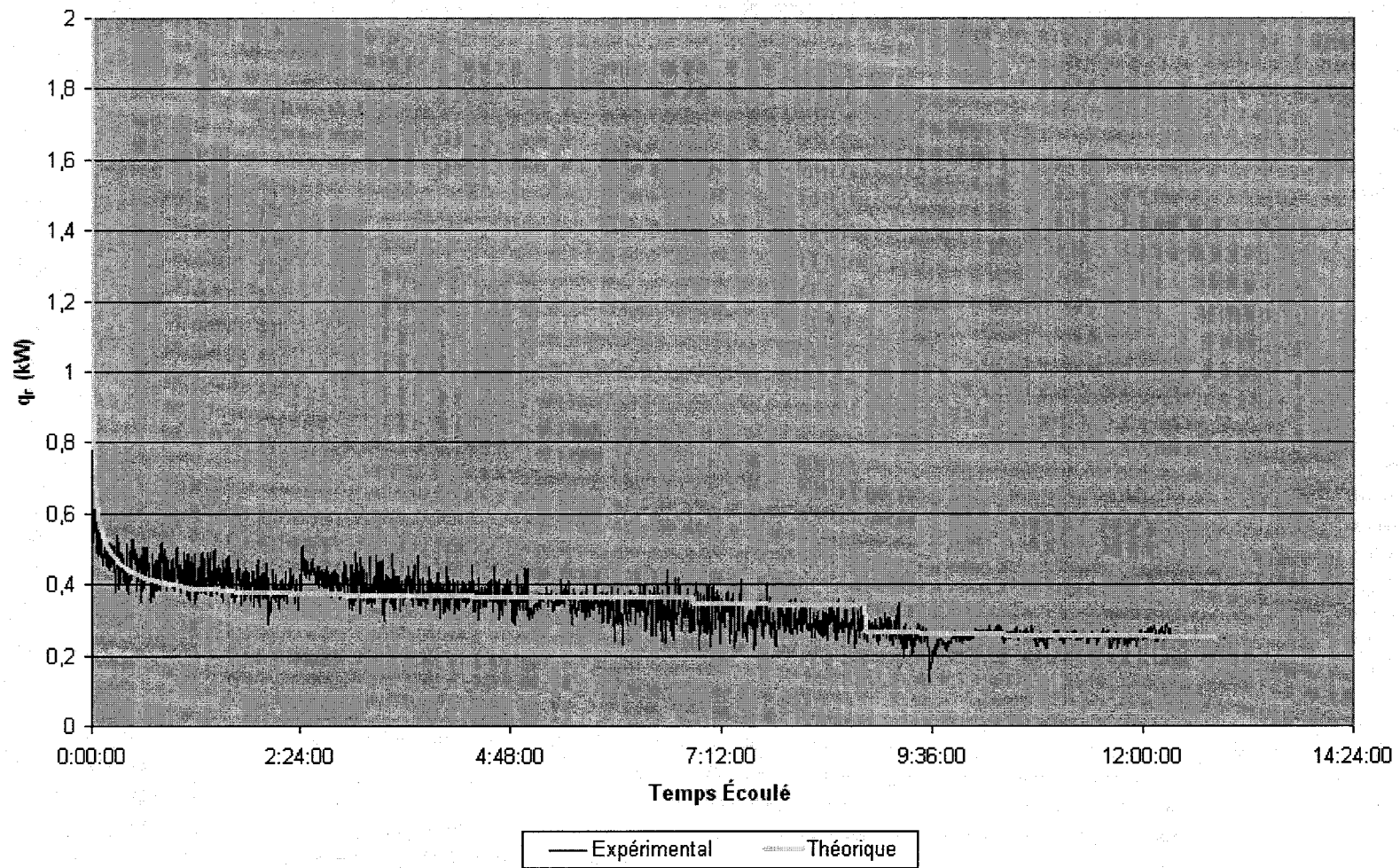
Air entrant: 22 °C, 80% h.r., 85 CFM. $T_{\text{glace}} = 2,15 \text{ °C}$



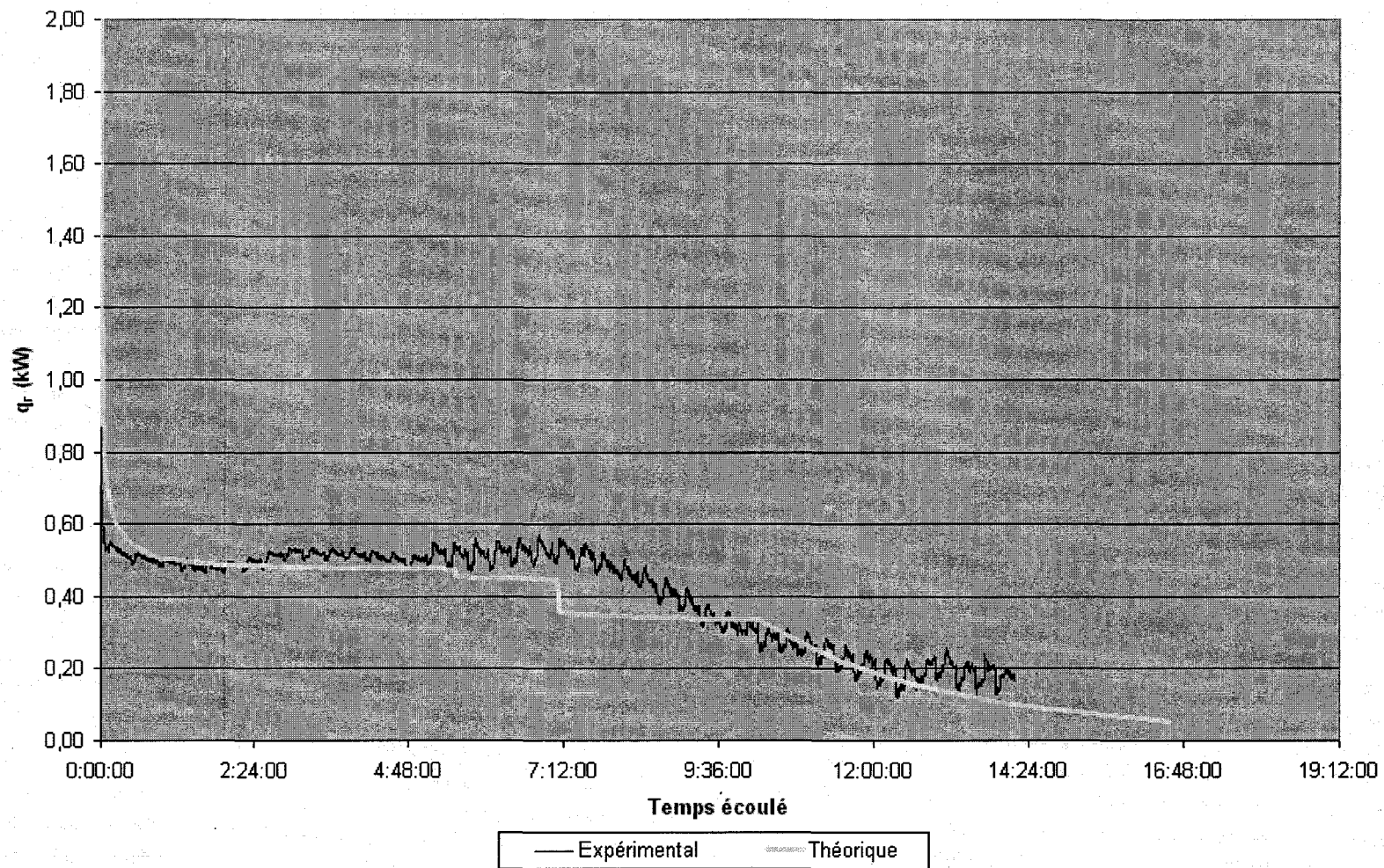
Air entrant: 23 °C, 25% h.r., 85 CFM. $T_{\text{glace}} = 2,07 \text{ °C}$



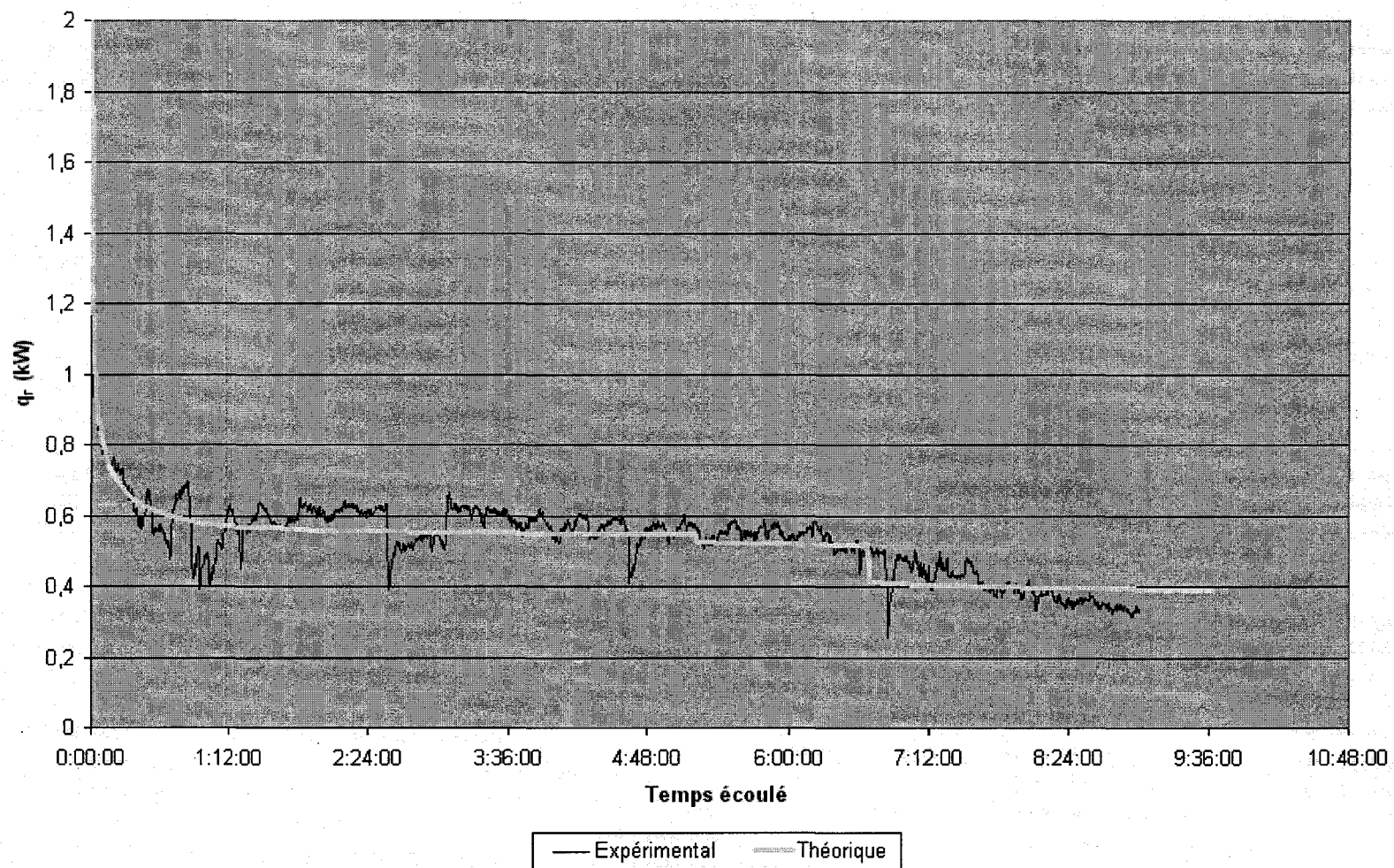
Air entrant: 25 °C, 50% h.r., 85 CFM. $T_{\text{glace}} = 3,55 \text{ °C}$



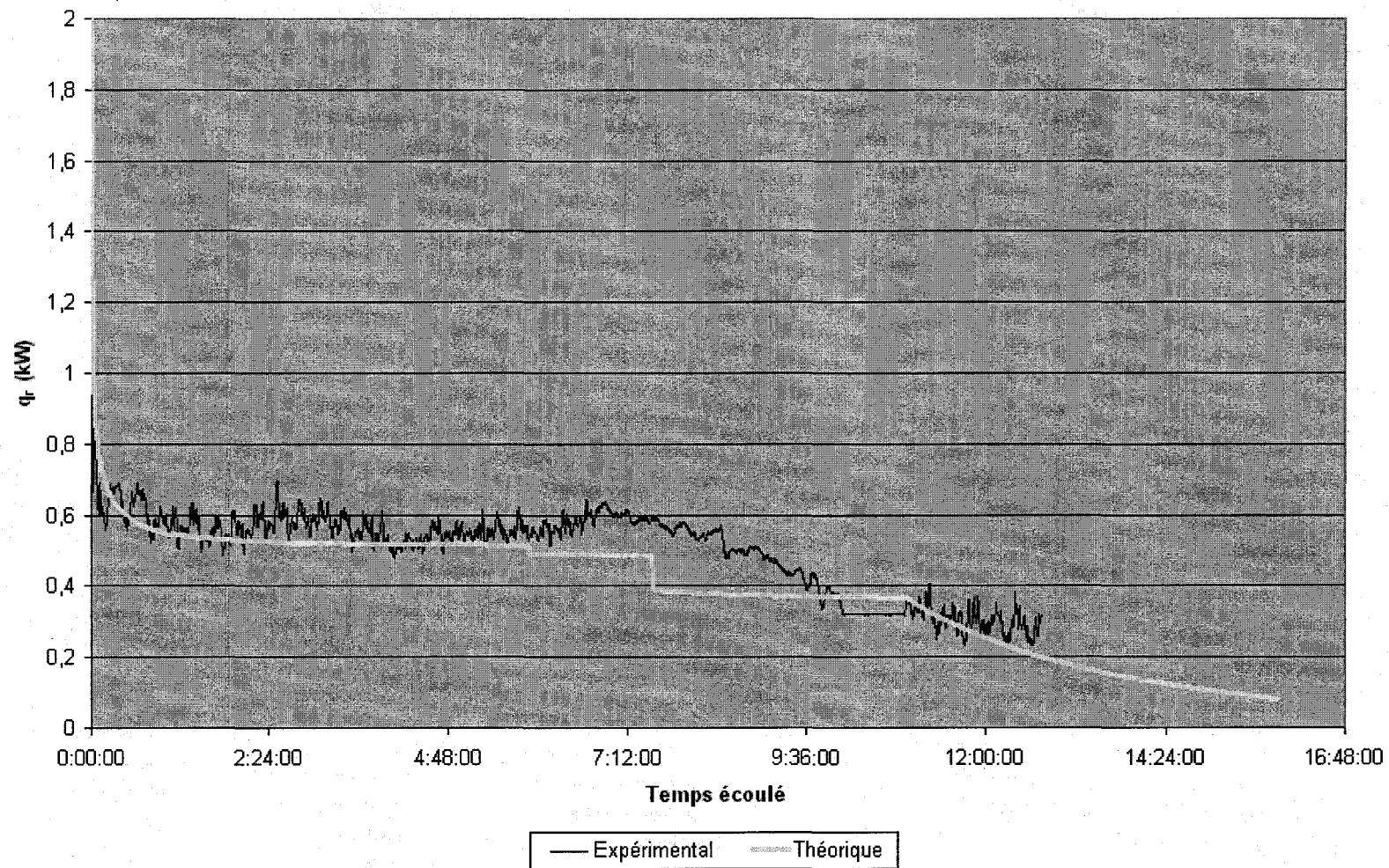
Air entrant: 28,11 °C, 30% h.r., 85 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,77 \text{ °C}$



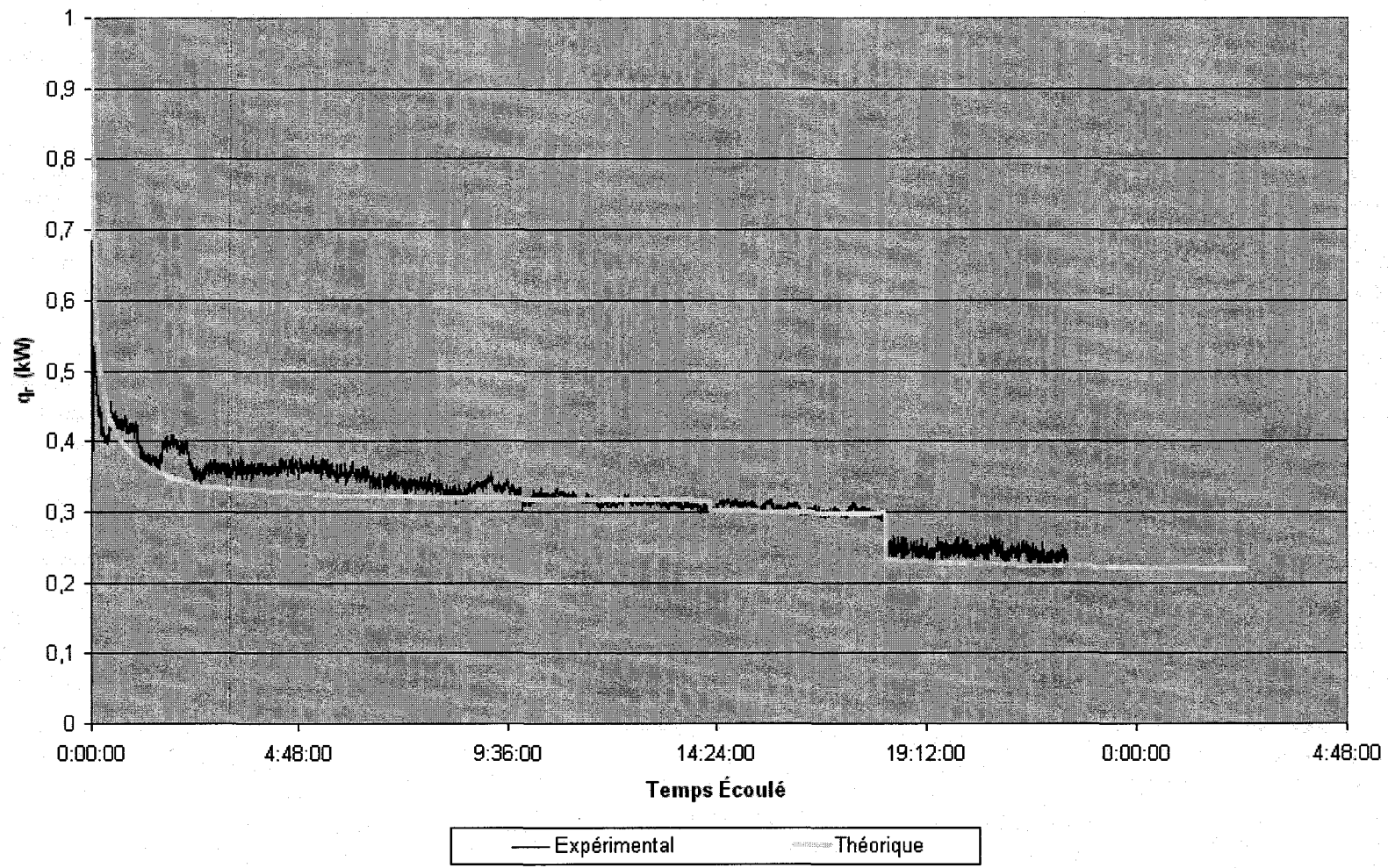
Air entrant: 29,8 °C, 50% h.r., 85 CFM. $T_{\text{glace}} = 0,22 \text{ °C}$



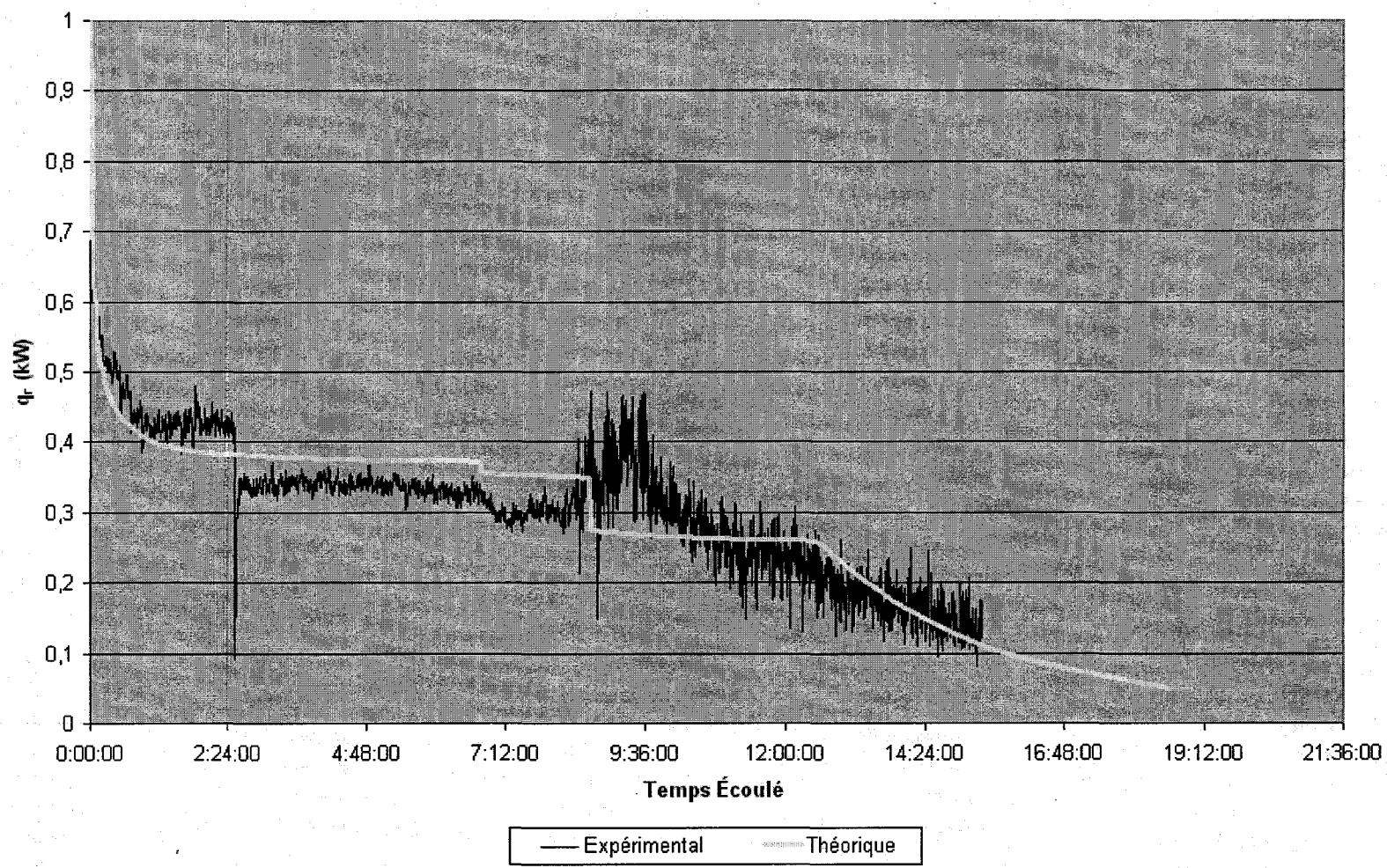
Air entrant: 30 °C, 30% h.r., 85 CFM. $T_{\text{glace}} = 0,8 \text{ °C}$



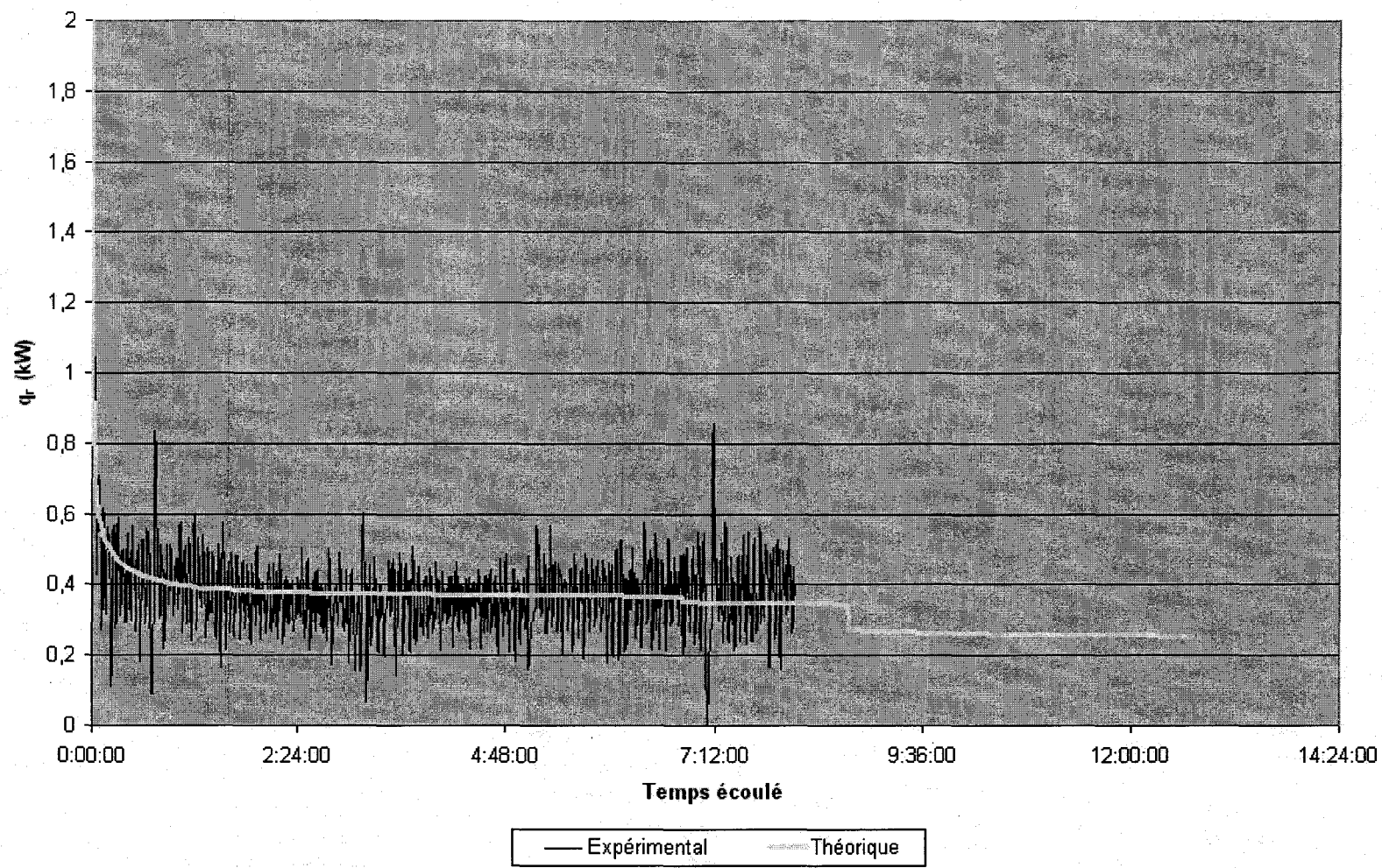
Air entrant: 21 °C, 30% h.r., 111 CFM. $T_{\text{glace}} = 0\text{ °C}$



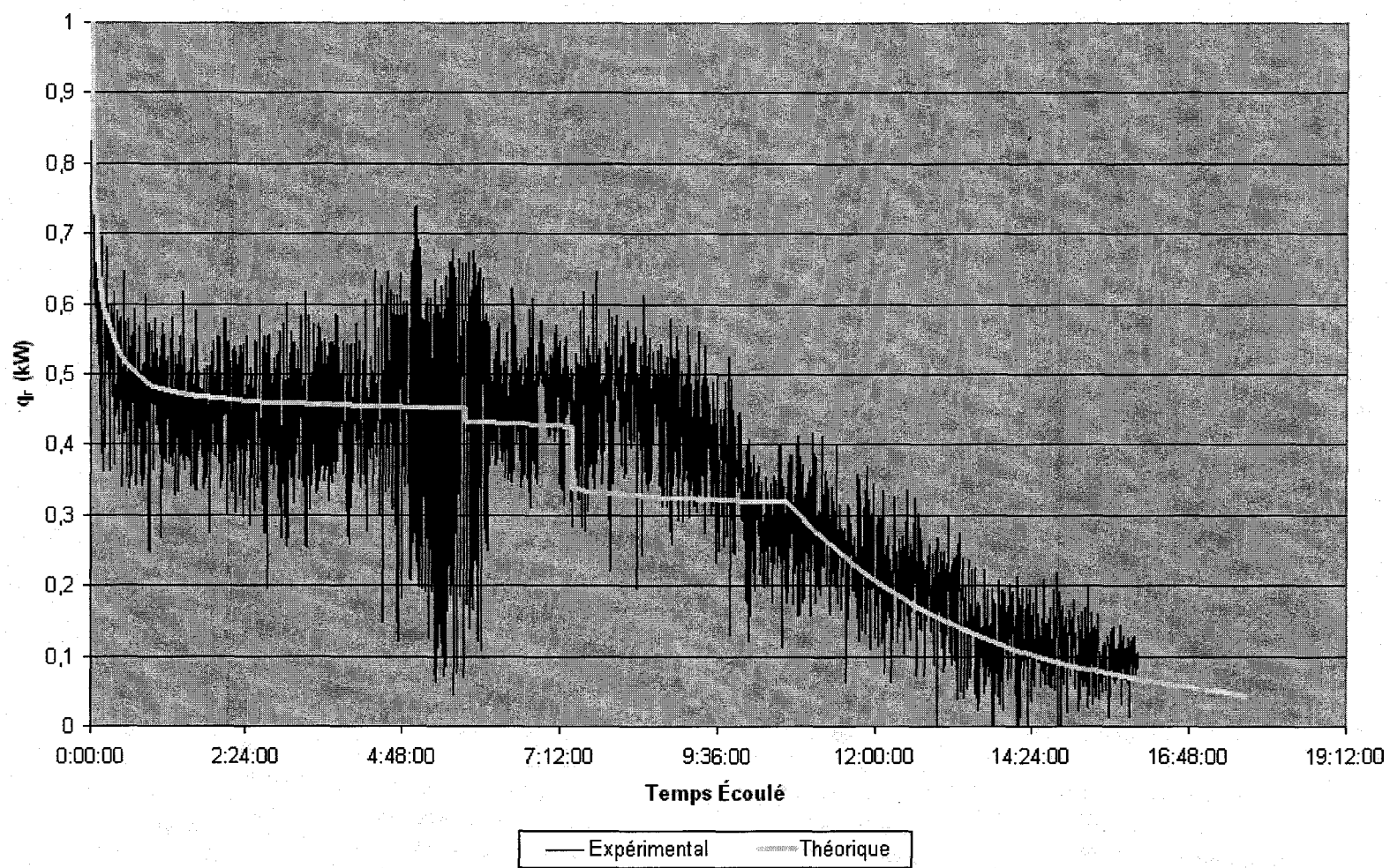
Air entrant: 24 °C, 35% h.r., 120 CFM. $T_{\text{glace}} = 2,31 \text{ °C}$



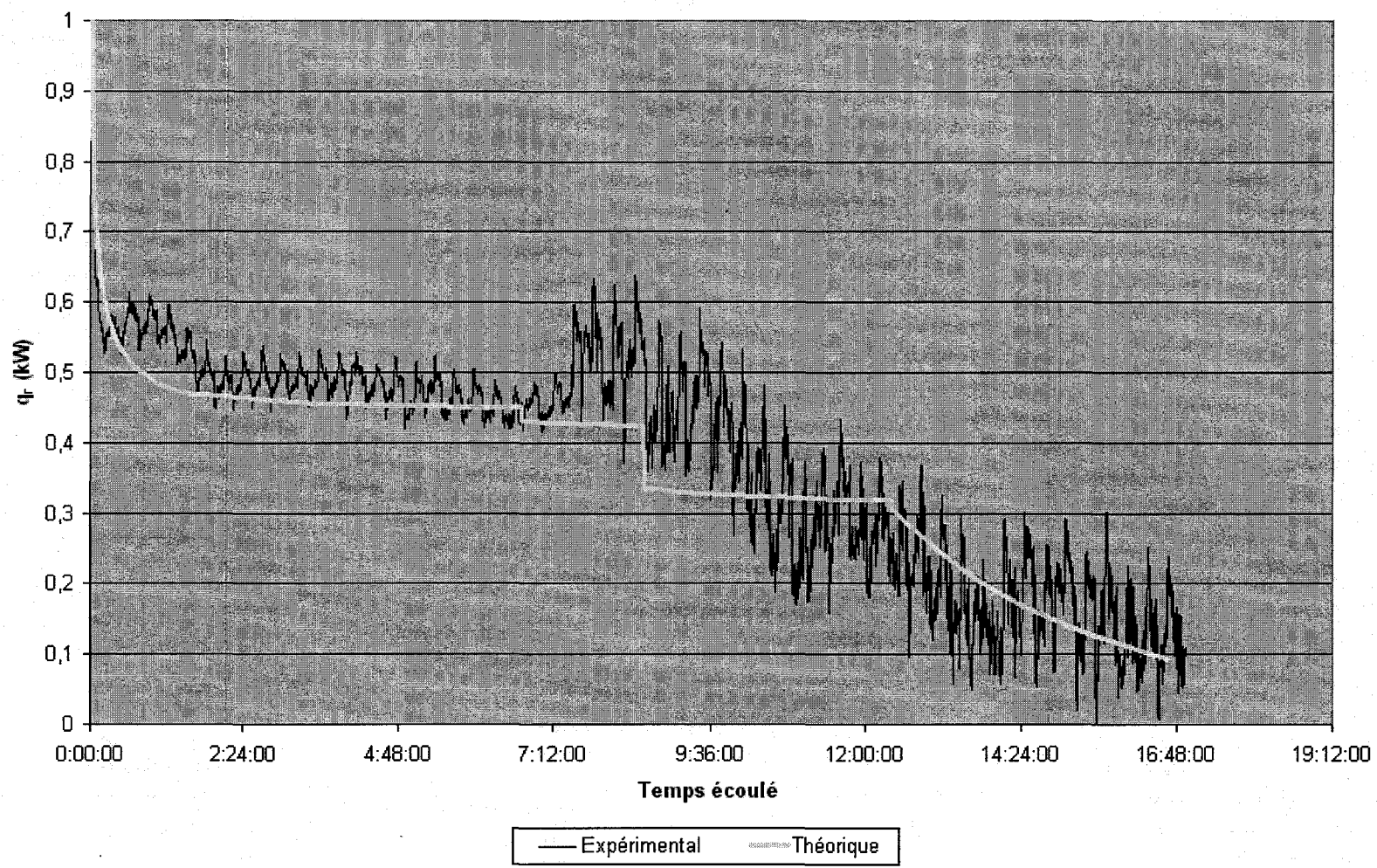
Air entrant: 24,78 °C, 75% h.r., 120 CFM. $T_{\text{glace}} = 3,23 \text{ °C}$



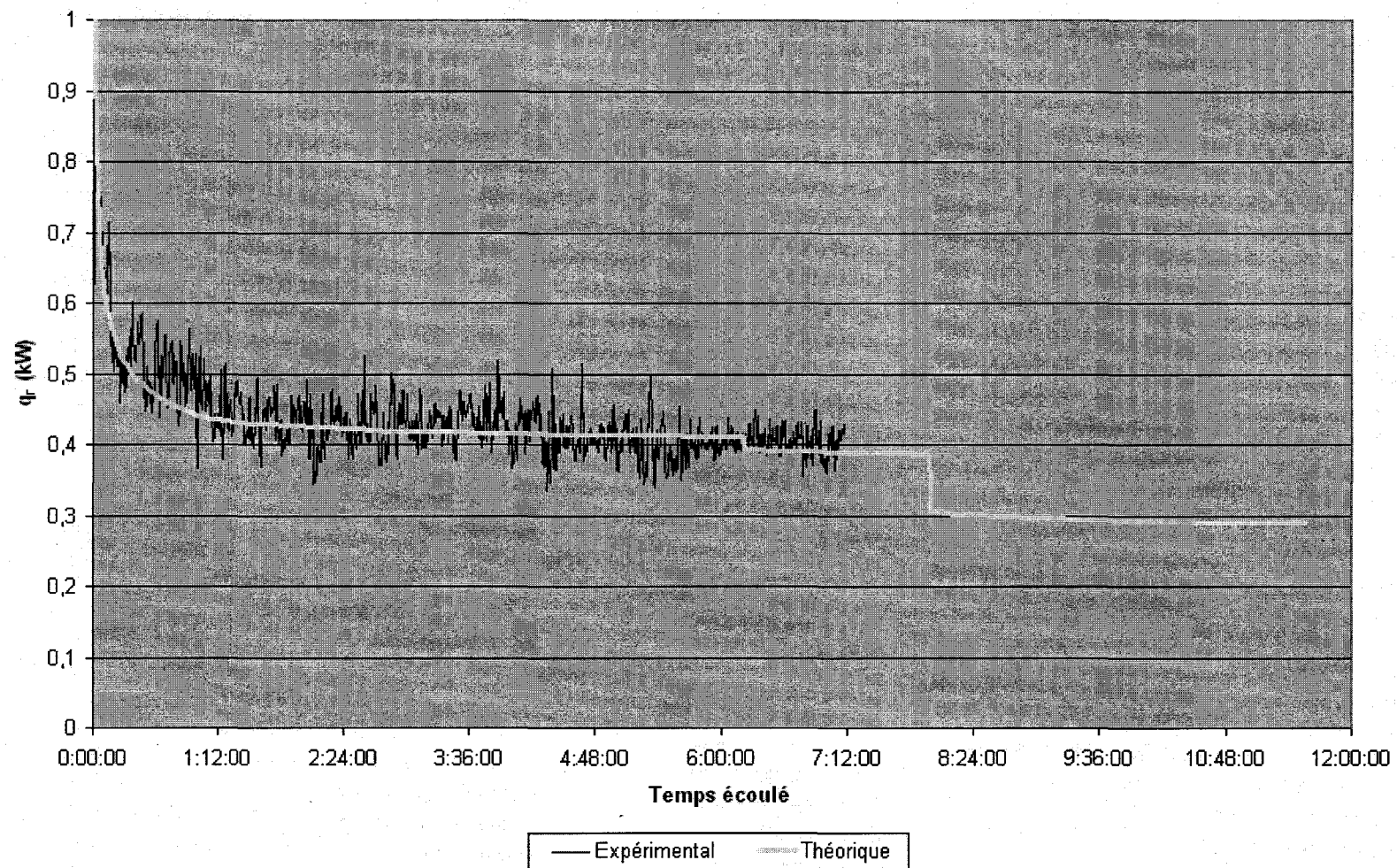
Air entrant: 25,28 °C, 90% h.r., 120 CFM. $T_{\text{glace}} = 0\text{ °C}$



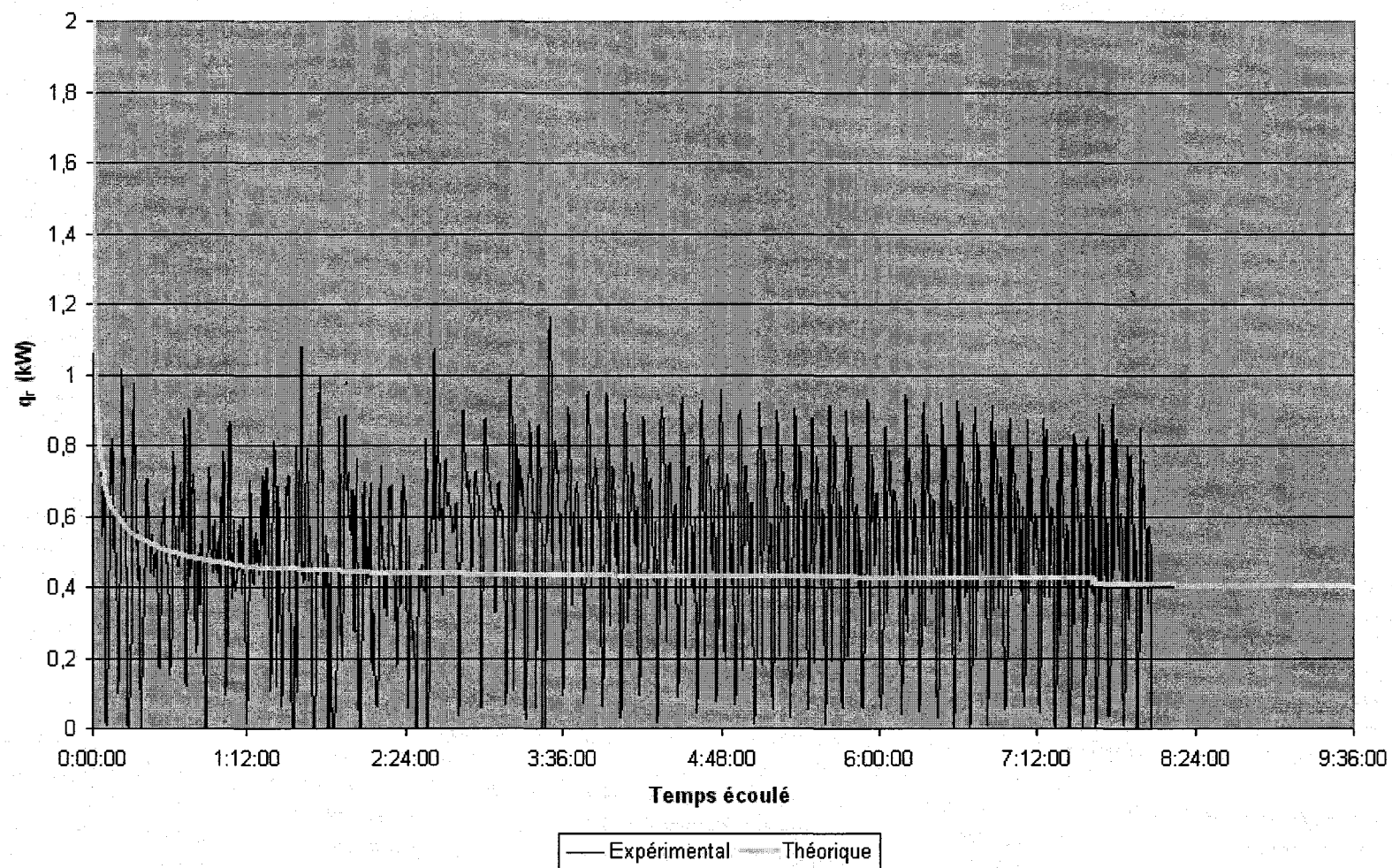
Air entrant: 26 °C, 30% h.r., 120 CFM. $T_{\text{glace}} = 0\text{ °C}$



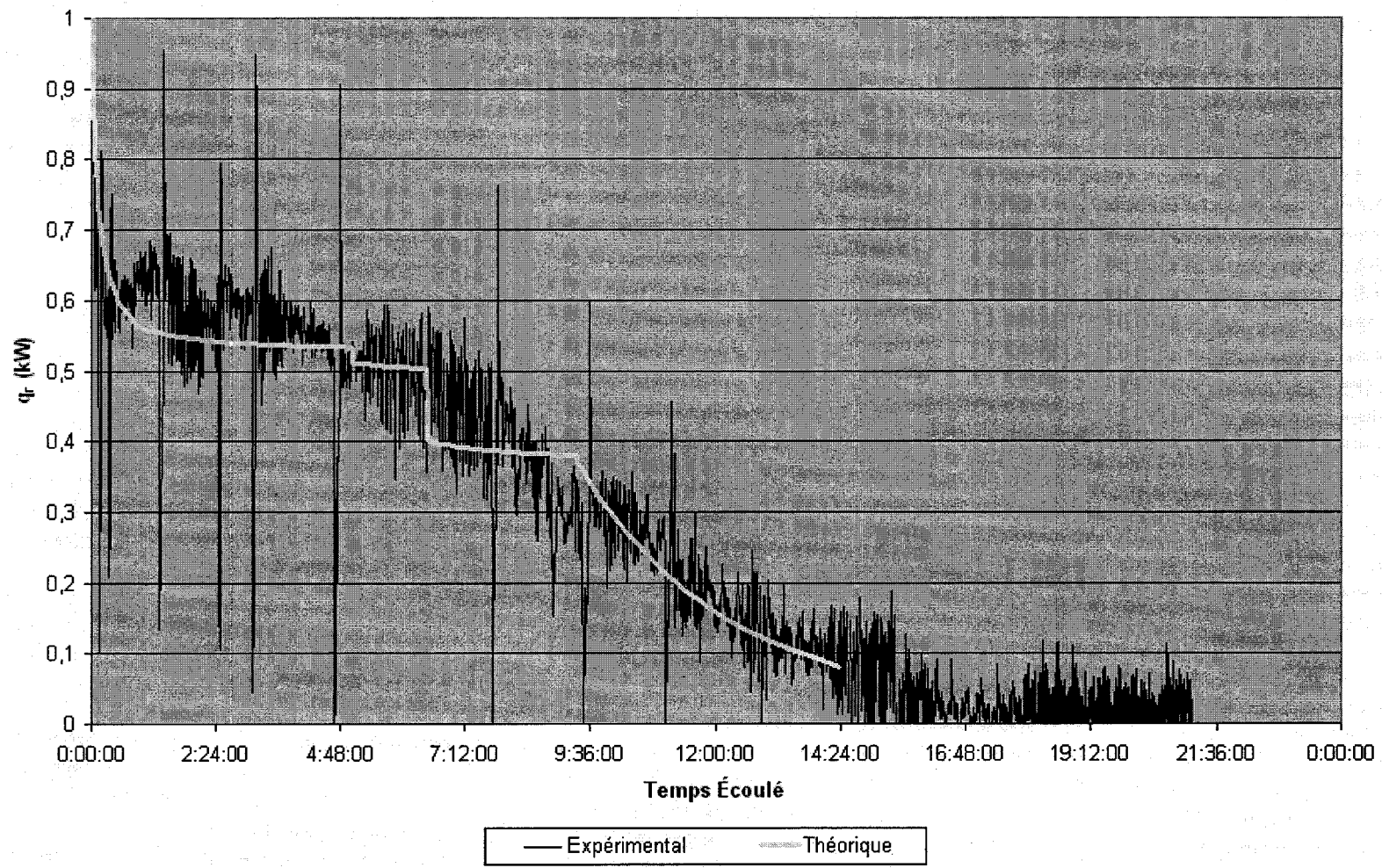
Air entrant: 26 °C, 50% h.r., 120 CFM. $T_{\text{glace}} = 2,57 \text{ °C}$



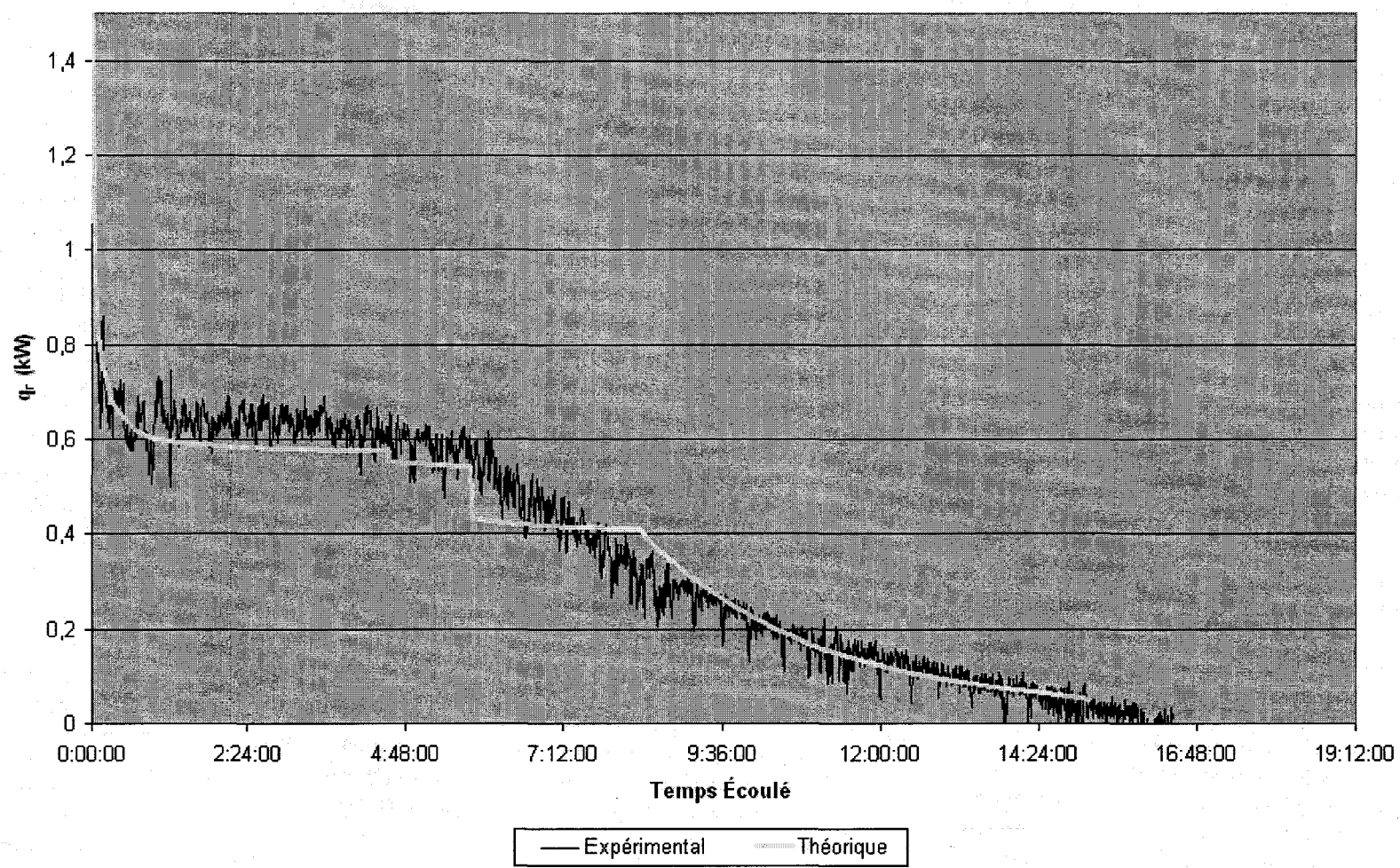
Air entrant: $T = 26,52\text{ }^{\circ}\text{C}$, 75% h.r., 120 CFM. $T_{\text{glace}} = 1,08\text{ }^{\circ}\text{C}$



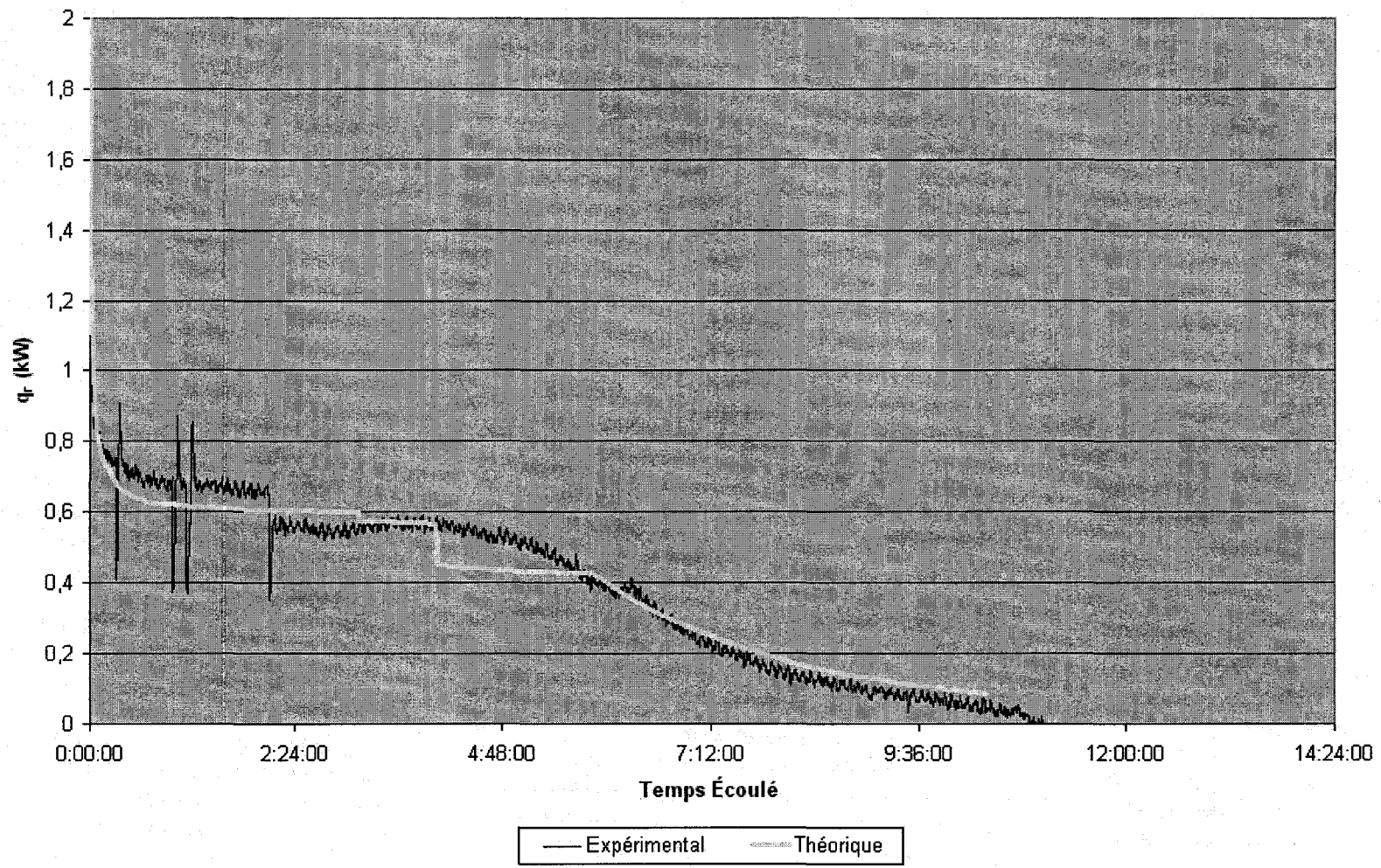
Air entrant: 29,4 °C, 80% h.r., 120 CFM. $T_{\text{glace}} = 0,81 \text{ °C}$



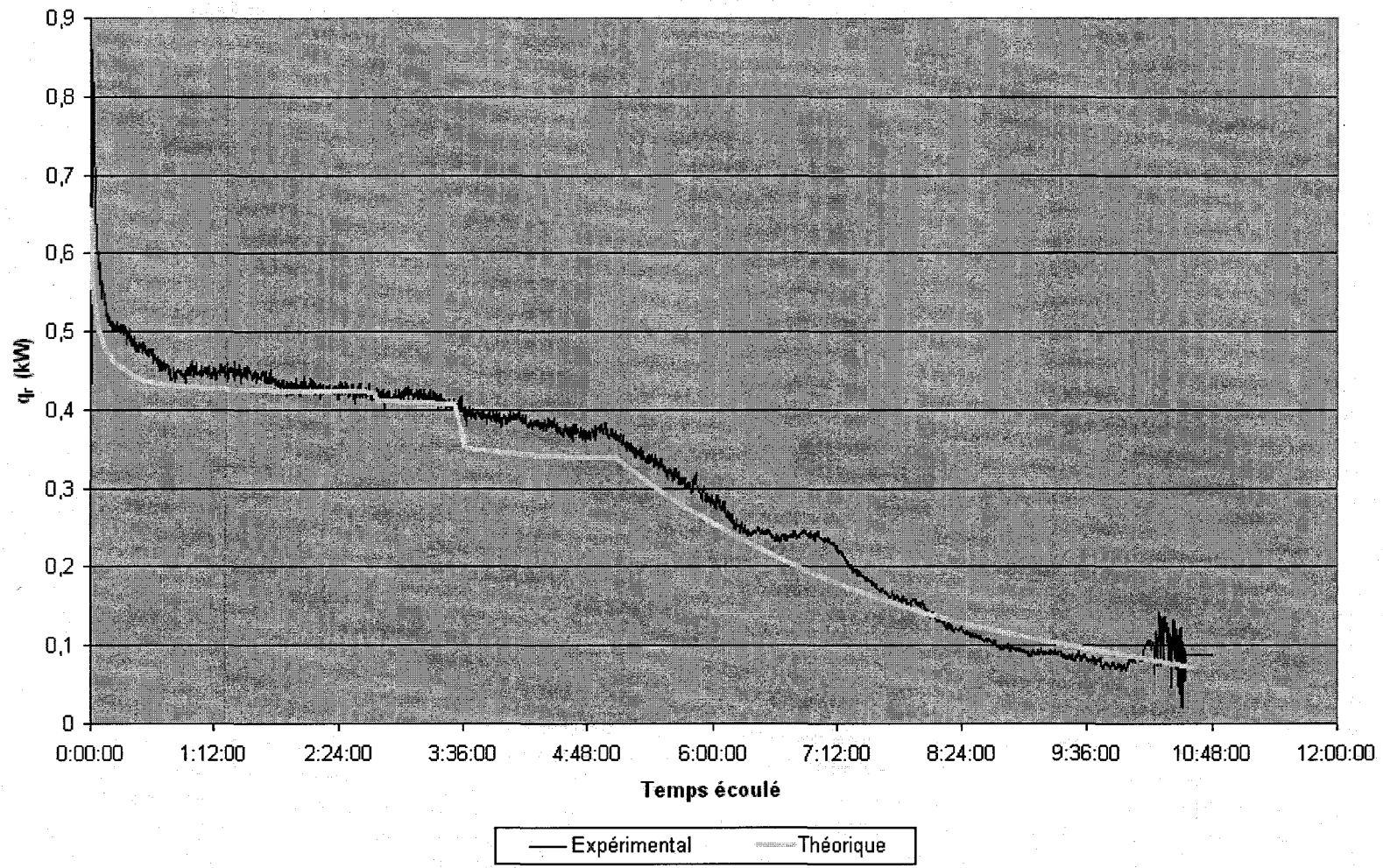
Air entrant: 29,76 °C, 45% h.r., 136 CFM. $T_{\text{glace}} = 0 \text{ °C}$



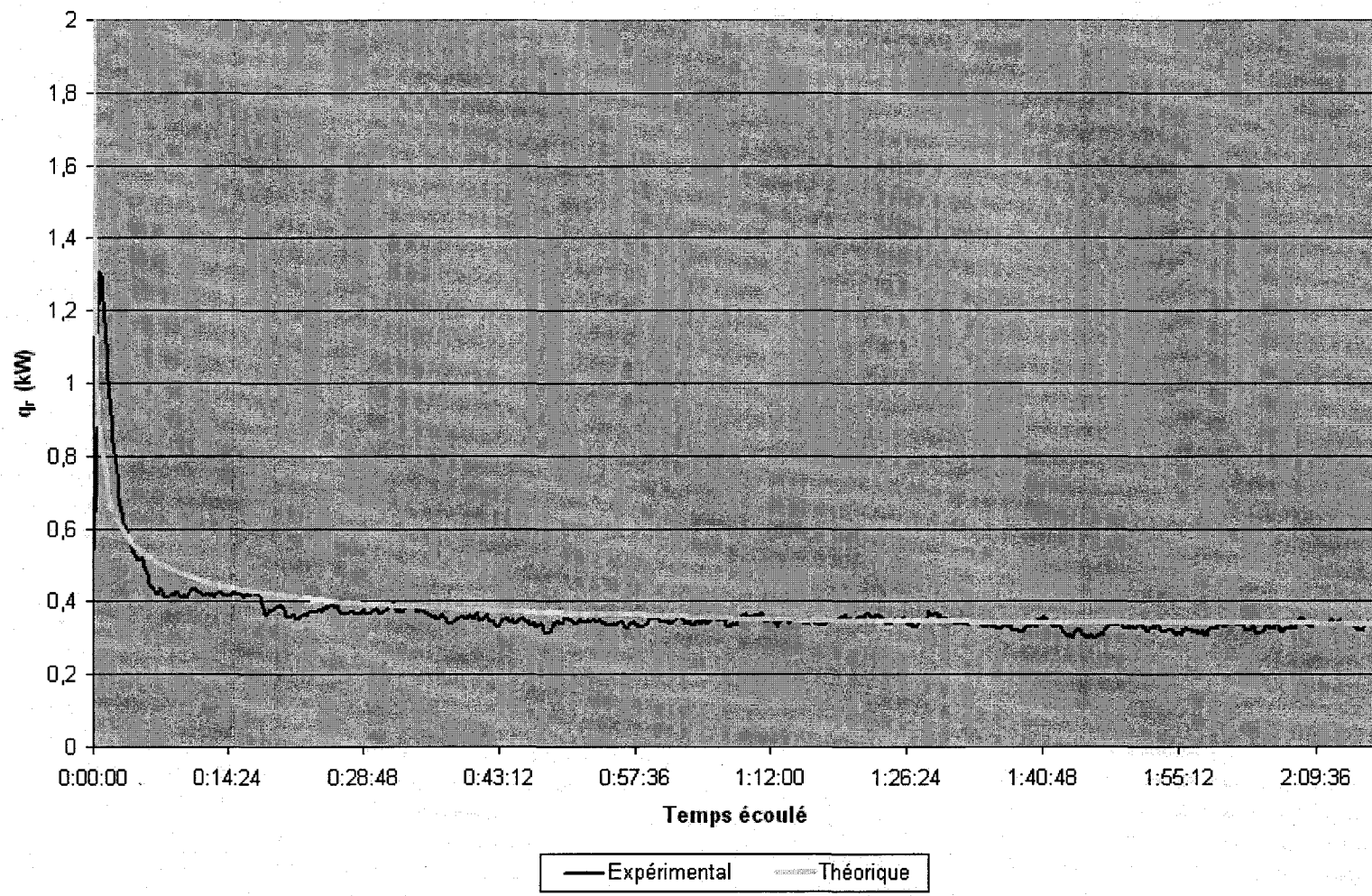
Air entrant: 27,6 °C, 50% h.r., 141 CFM. $T_{\text{glace}} = 0 \text{ °C}$



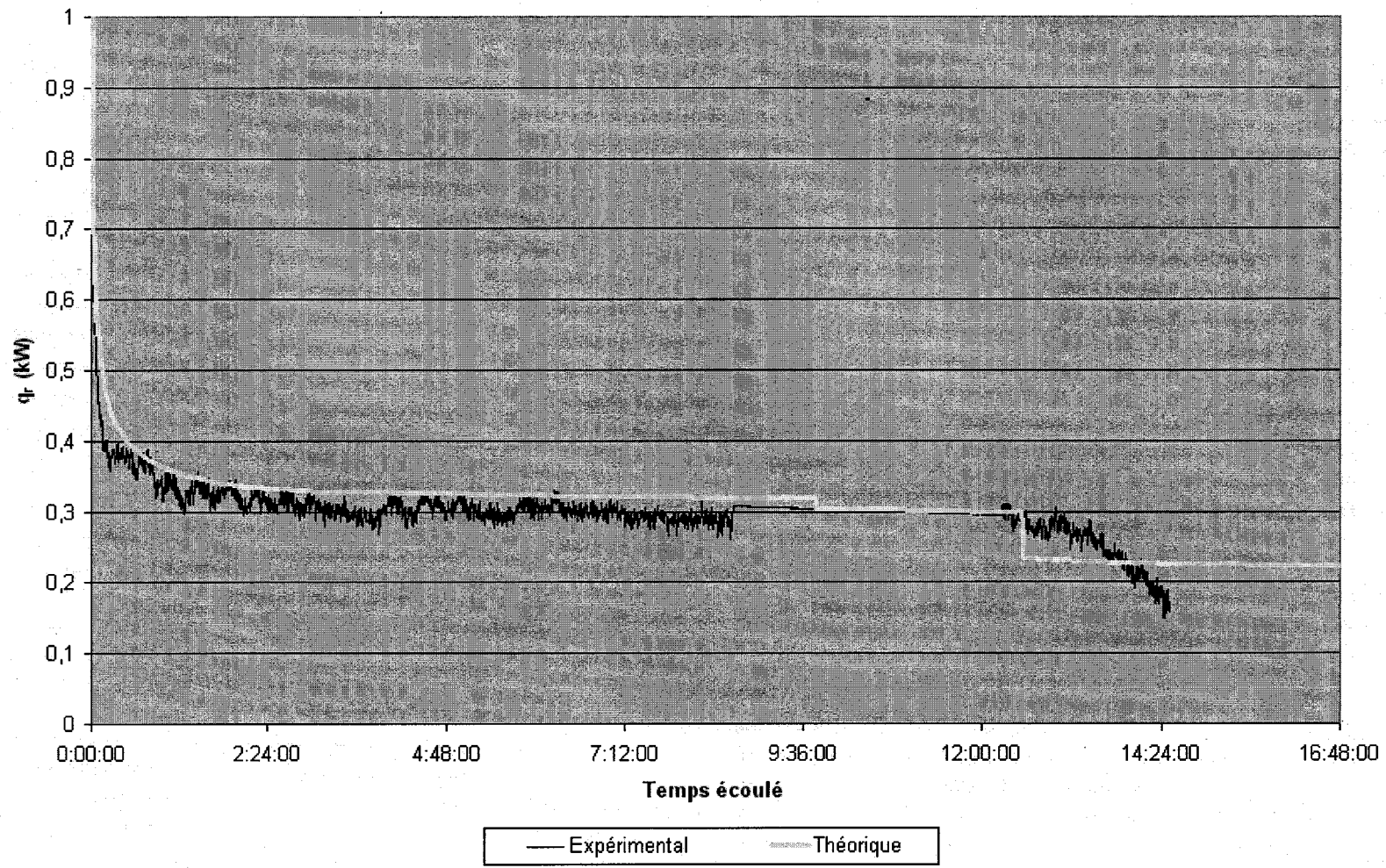
Air entrant: 24,3 °C, 25% h.r., 145 CFM. $T_{\text{glace}} = 0\text{ °C}$



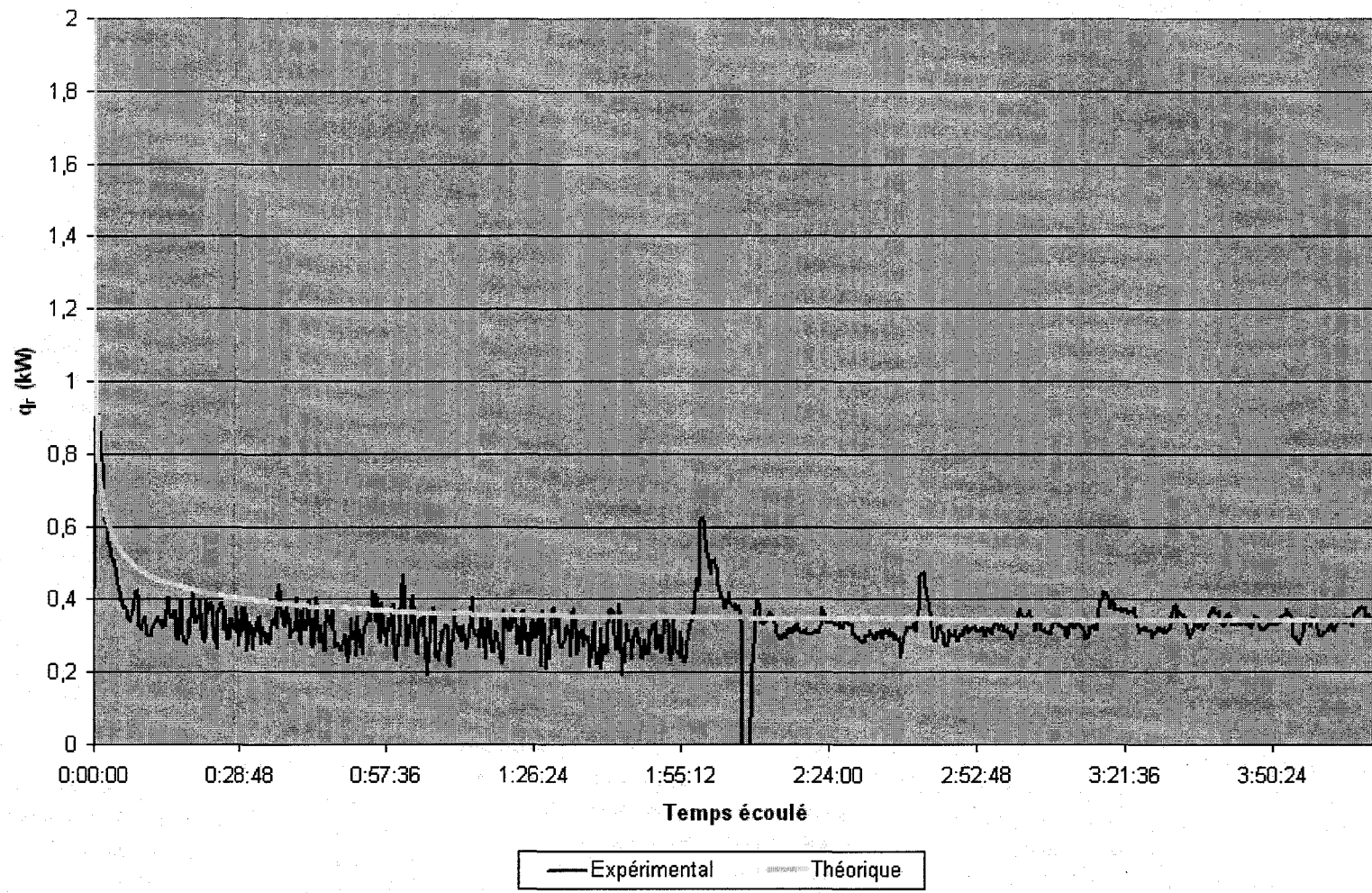
Air entrant: 22,6 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 2,8 \text{ °C}$



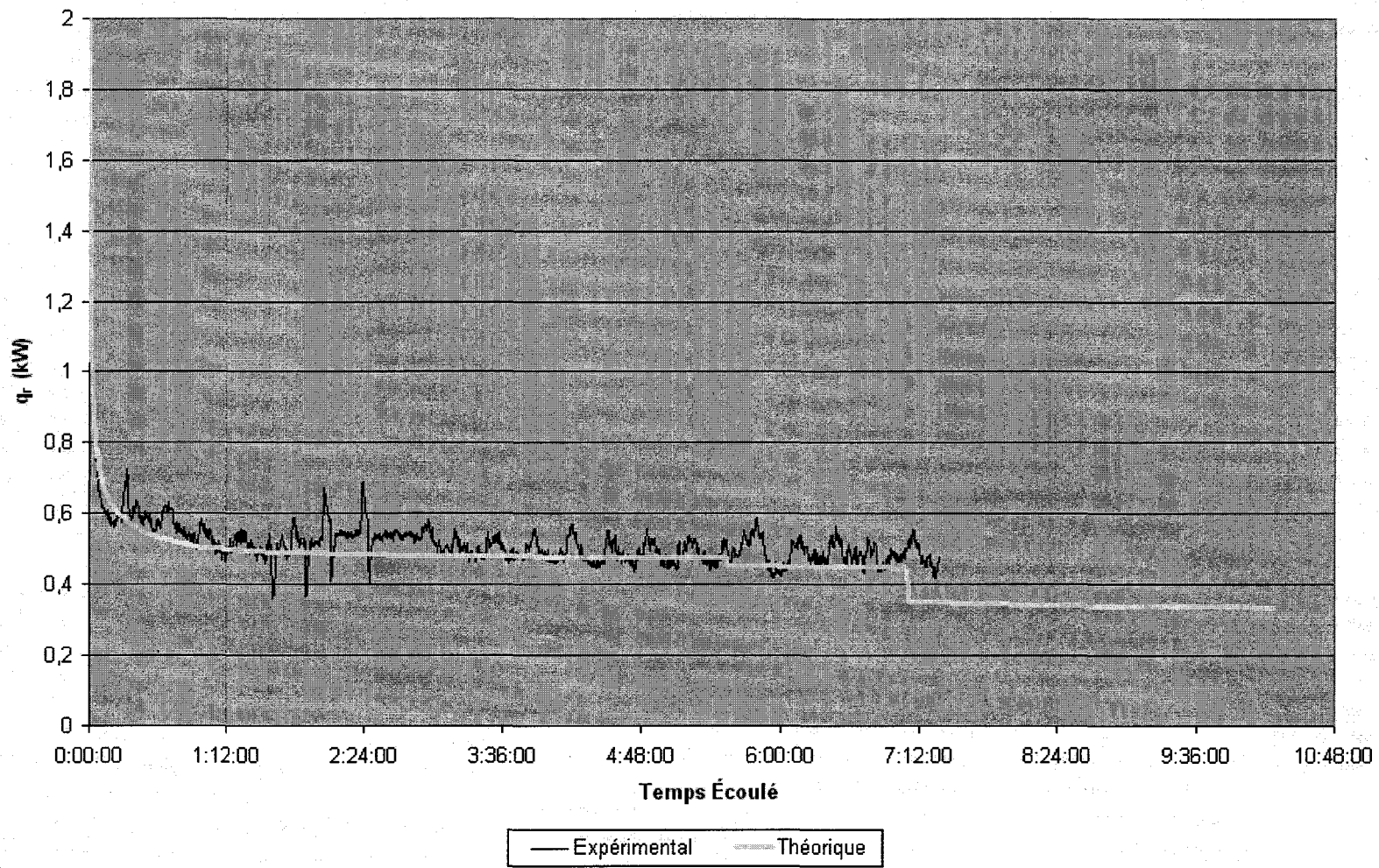
Air entrant: 22,73 °C, 50% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 2,61 \text{ °C}$



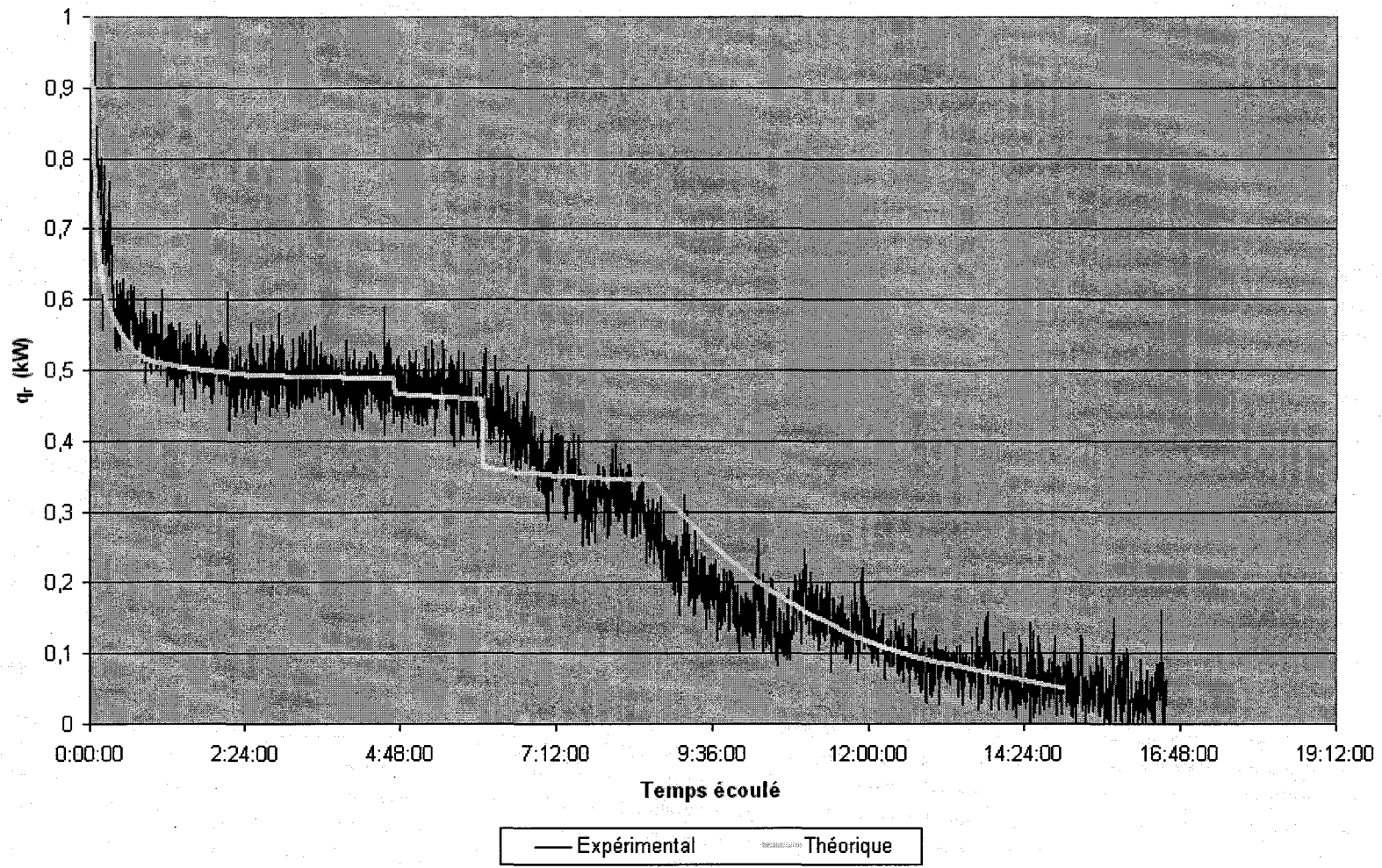
Air entrant: 24,25 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 3.1 \text{ °C}$



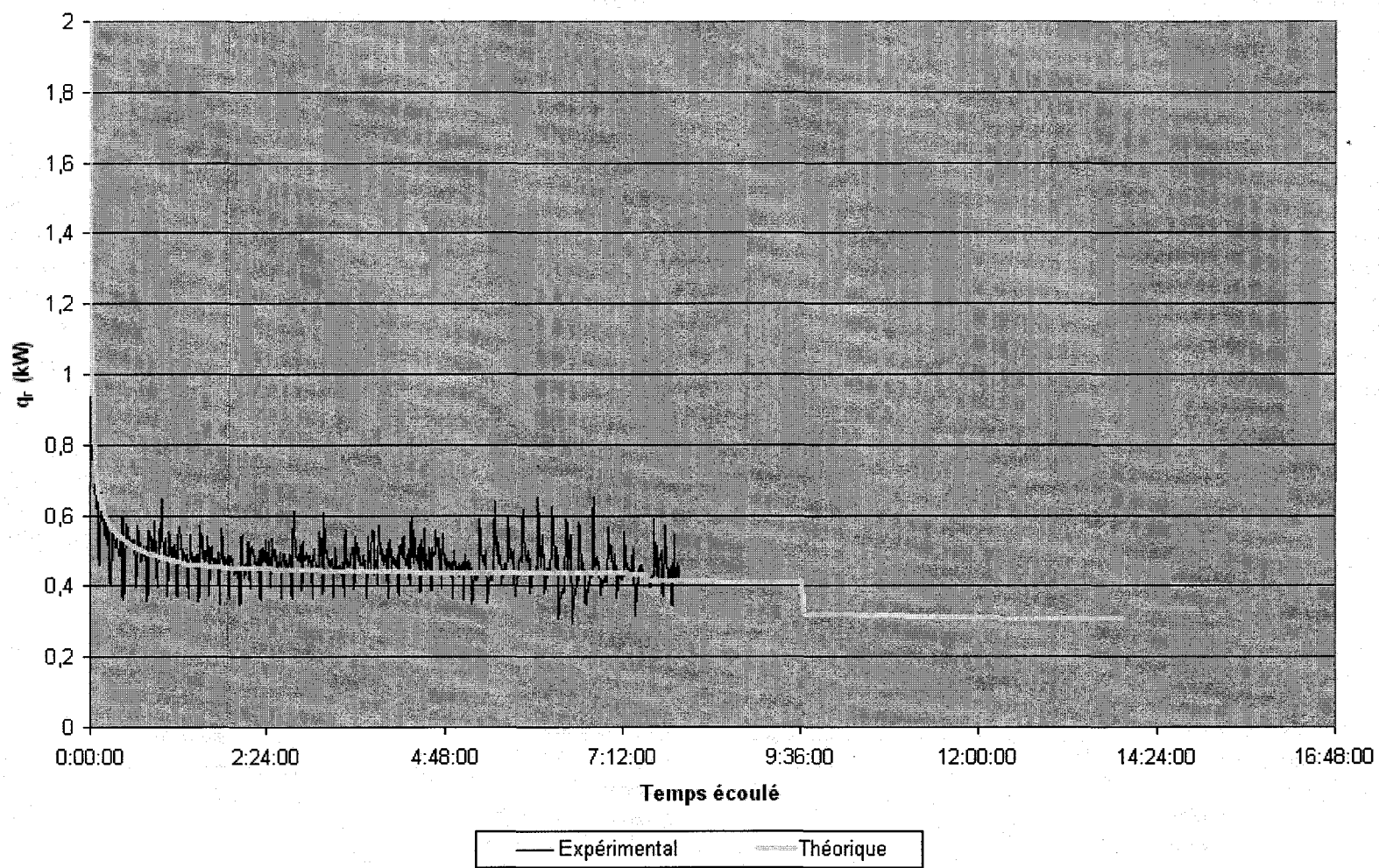
Air entrant: 26,15 °C, 35% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 0\text{ °C}$



Air entrant: 26,44 °C, 75% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 0,75 \text{ °C}$



Air entrant: 26,47 °C, 45% h.r., 160 CFM. $T_{\text{glace}} = 0,75 \text{ °C}$



ANNEXE 2

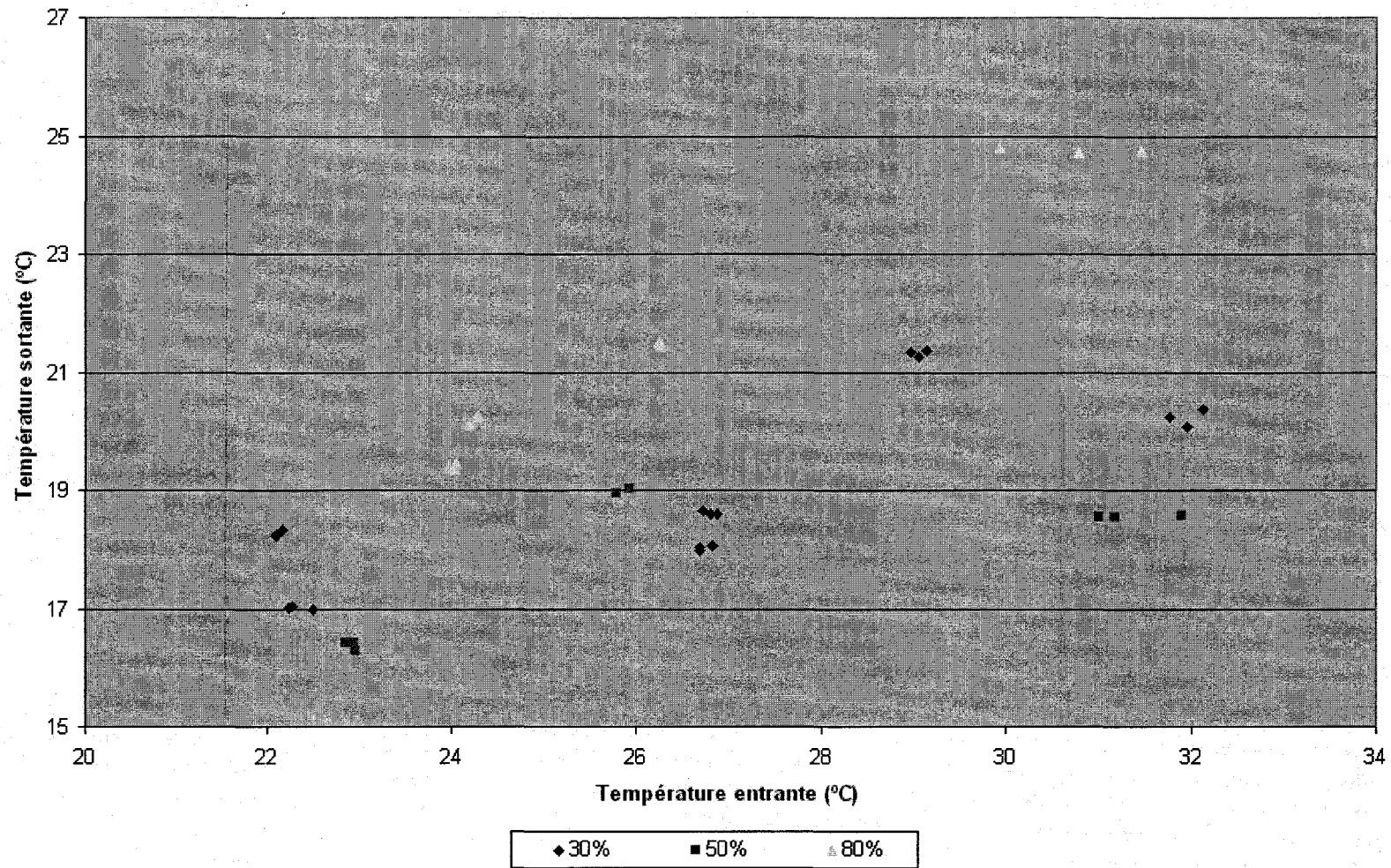
GRAPHIQUES COMPARATIFS – TEMPÉRATURE SORTANTE DE L'AIR EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE ENTRANTE, L'HUMIDITÉ, LE TEMPS ÉCOULÉ ET LE DÉBIT DE L'AIR

$$T_{air,out} \in \{T_{air,in}, \Phi_{air,in}, t, \dot{Q}_{air}\}$$

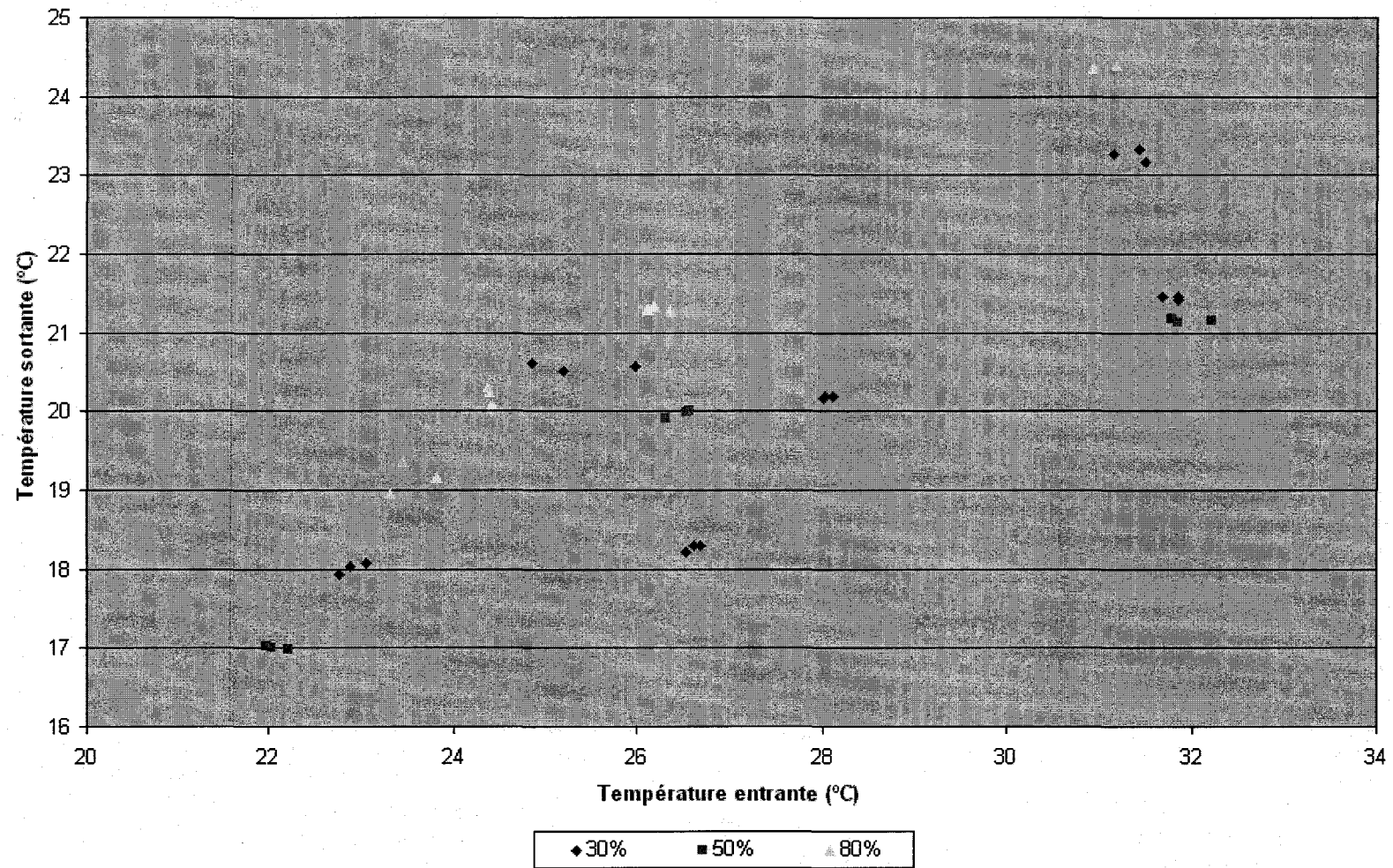
GRAPHIQUES COMPARATIFS – TAUX DE TRANSFERT DE CHALEUR AVEC L'AIR EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE ENTRANTE, L'HUMIDITÉ, LE TEMPS ÉCOULÉ ET LE DÉBIT DE L'AIR

$$\dot{q}_r \in \{T_{air,in}, \Phi_{air,in}, t, \dot{Q}_{air}\}$$

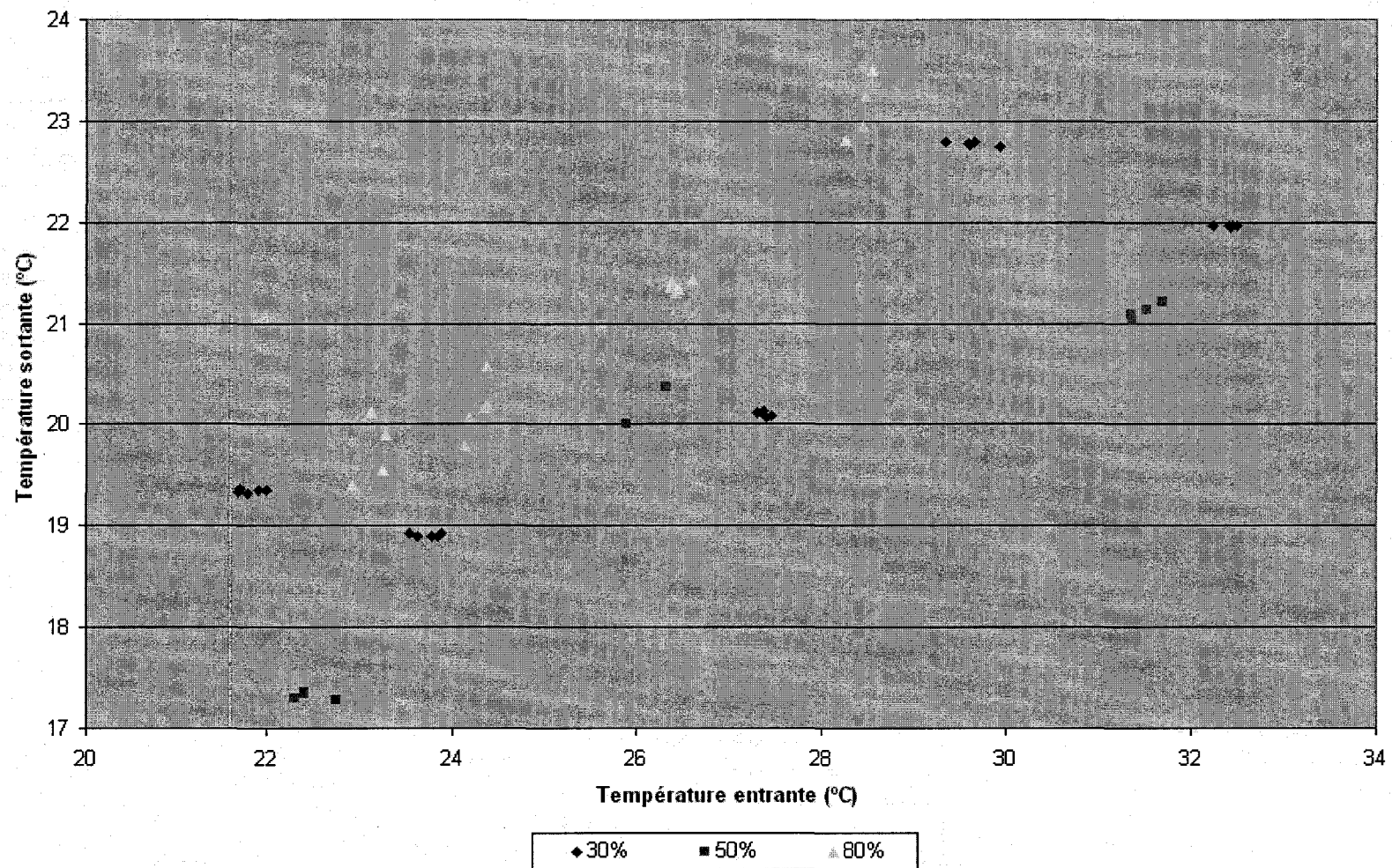
85 CFM, 5 minutes



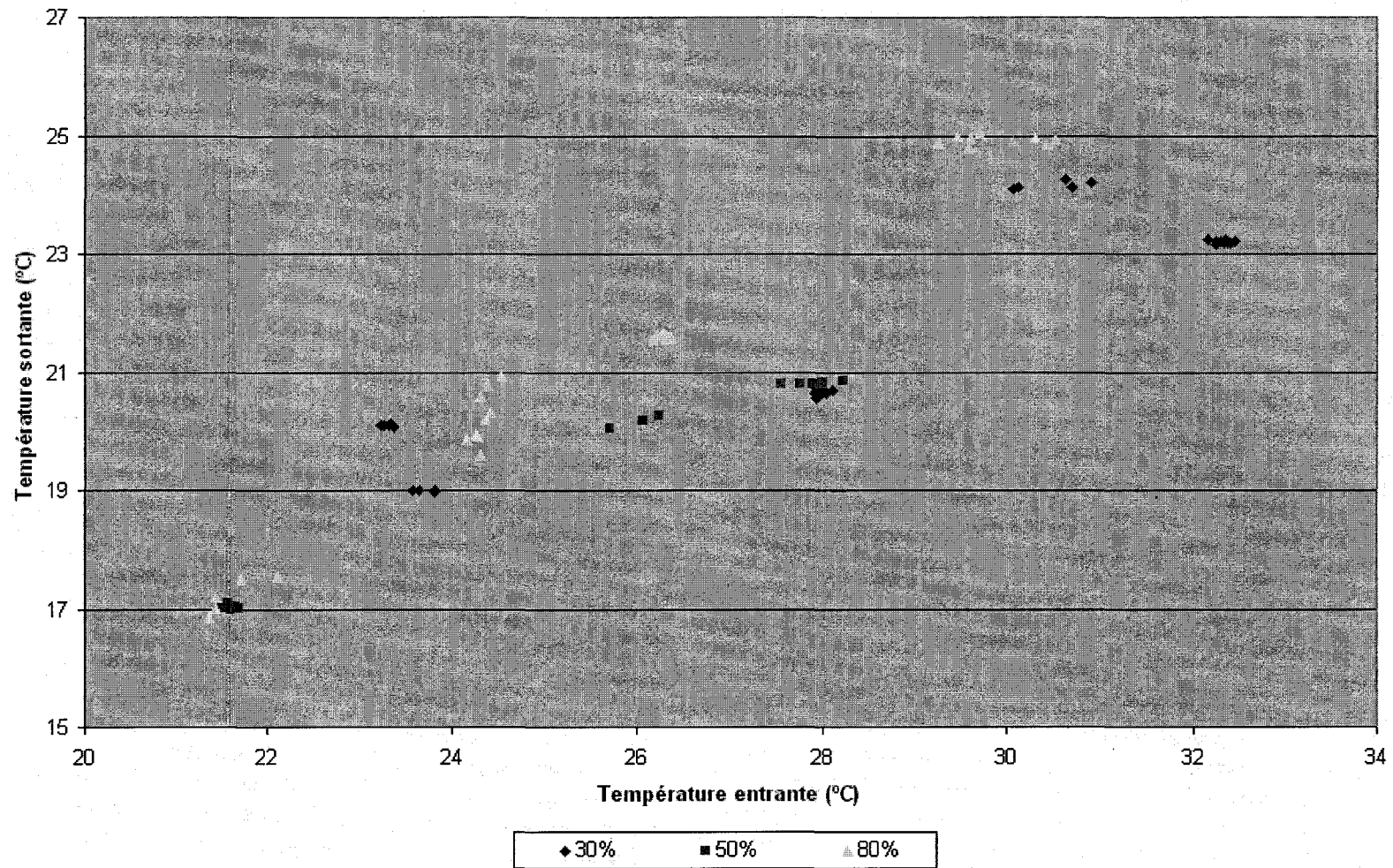
85 CFM, 15 minutes



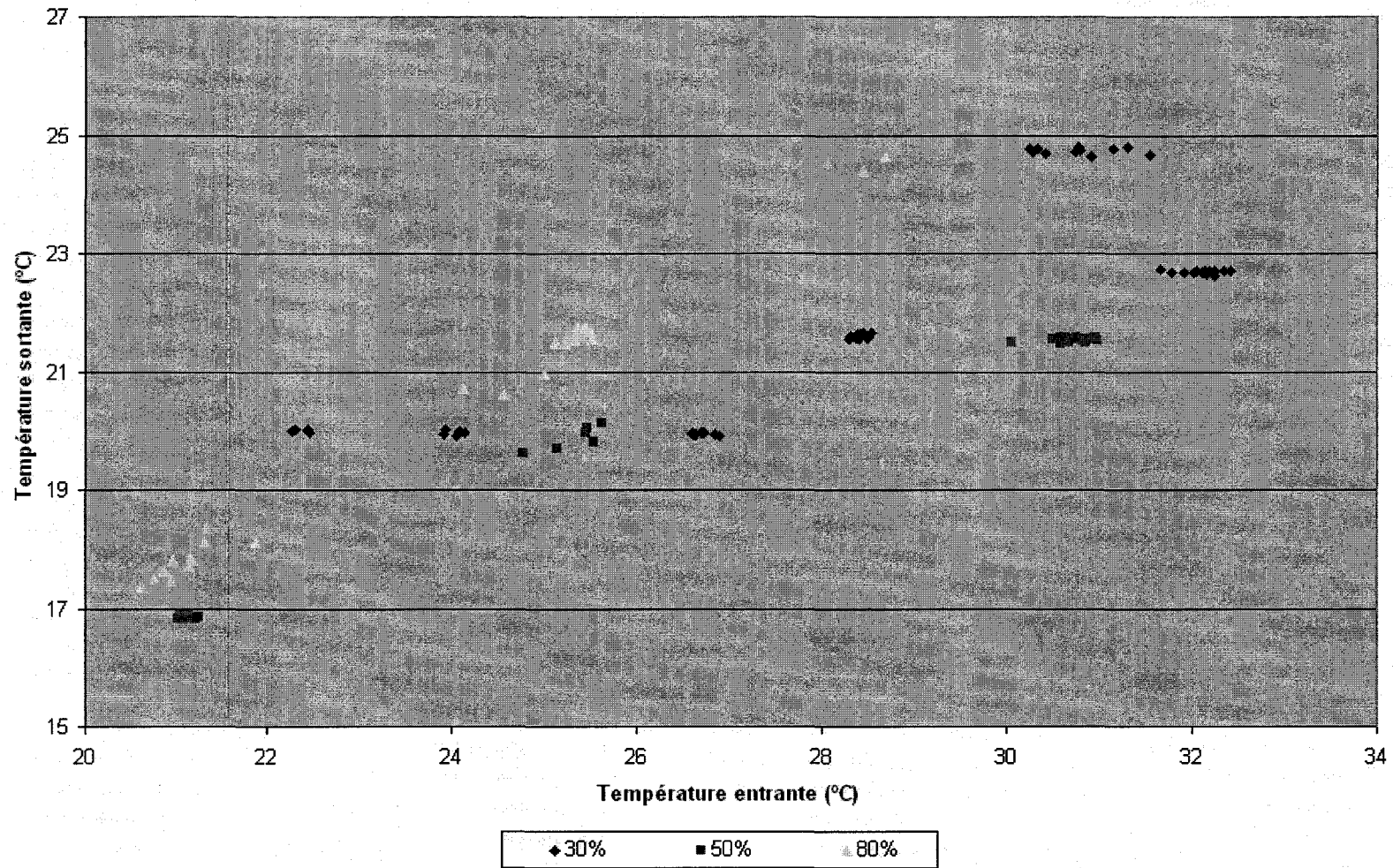
85 CFM, 30 minutes



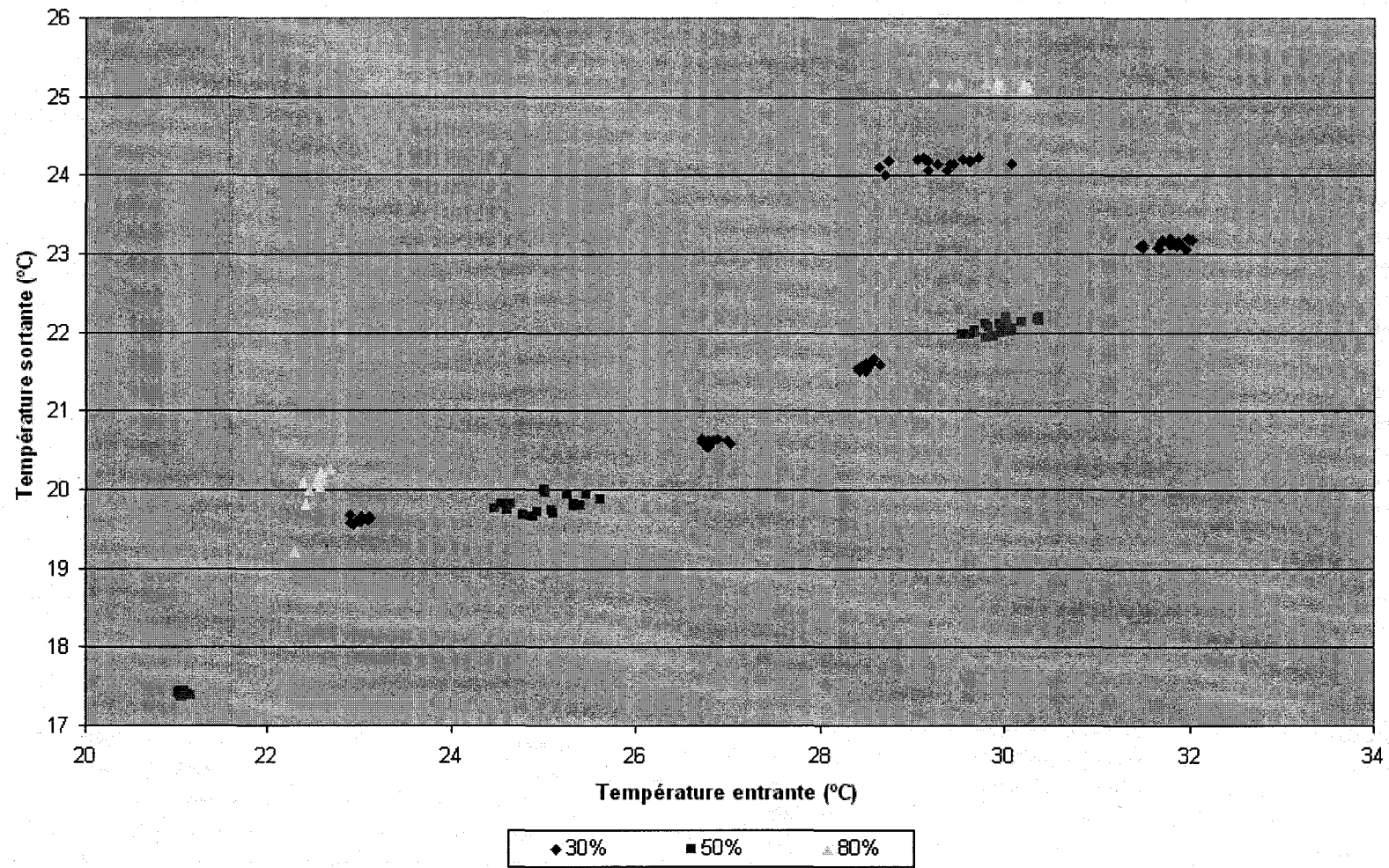
85 CFM, 1 heure



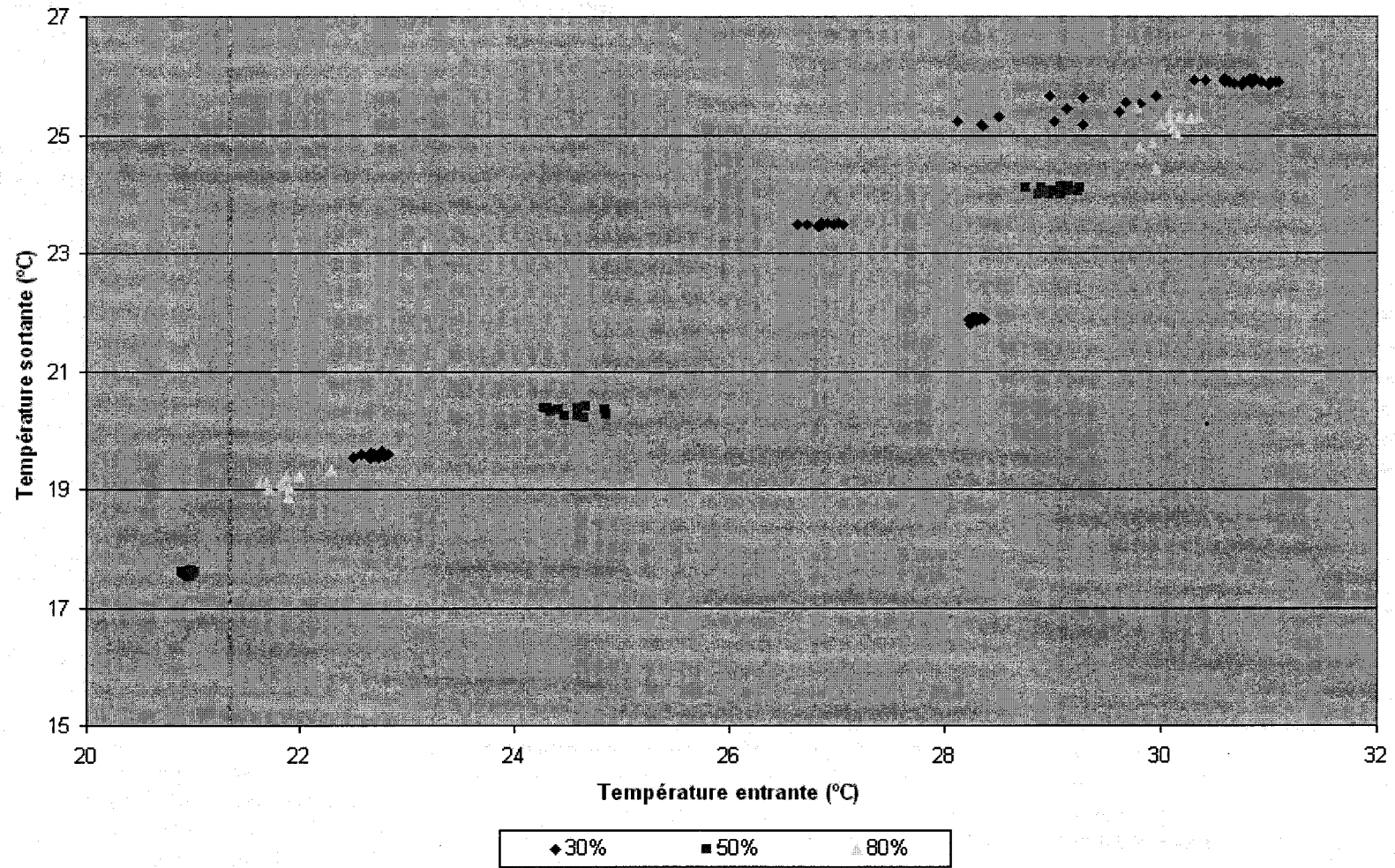
85 CFM, 2 heures



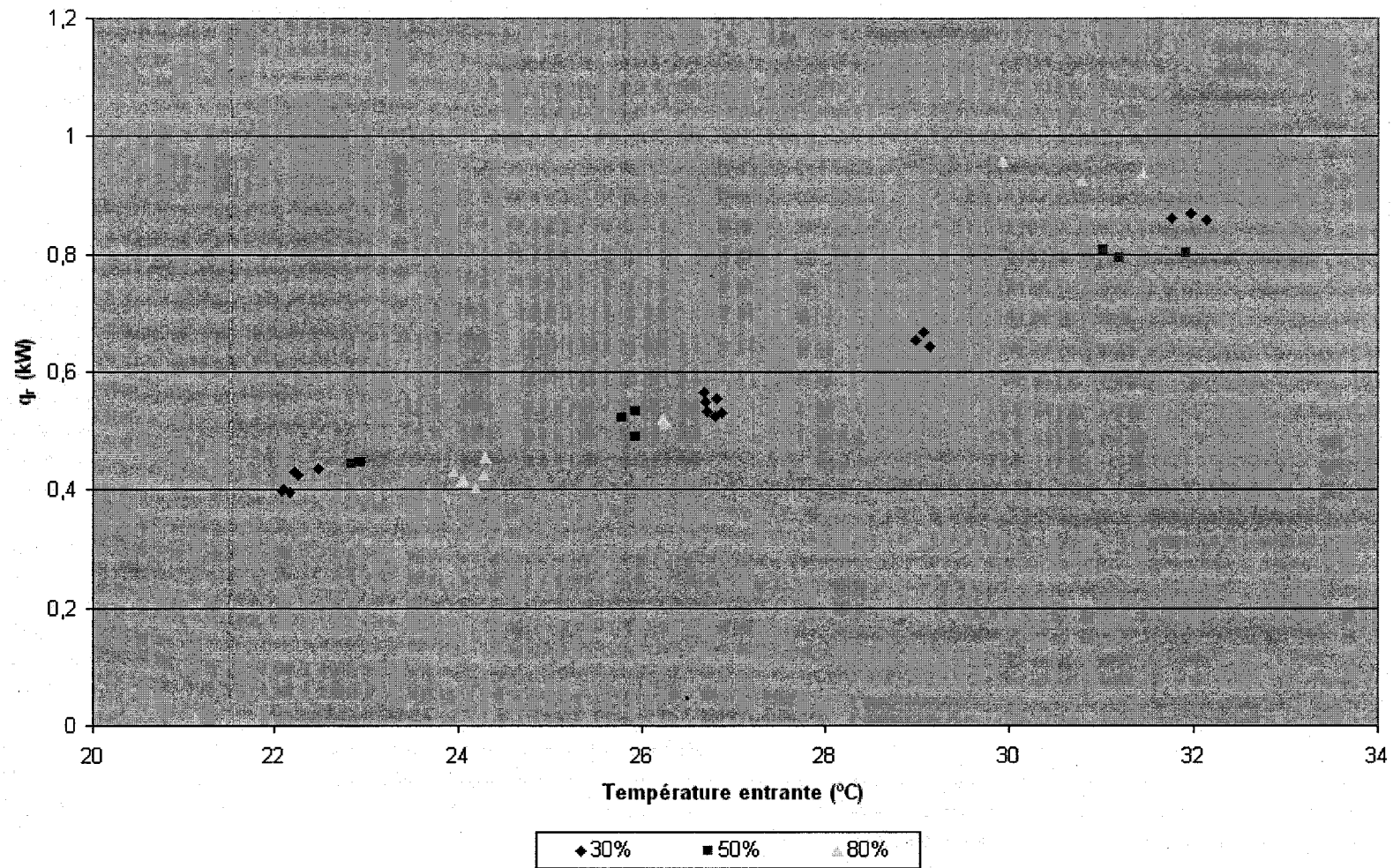
85 CFM, 4 heures



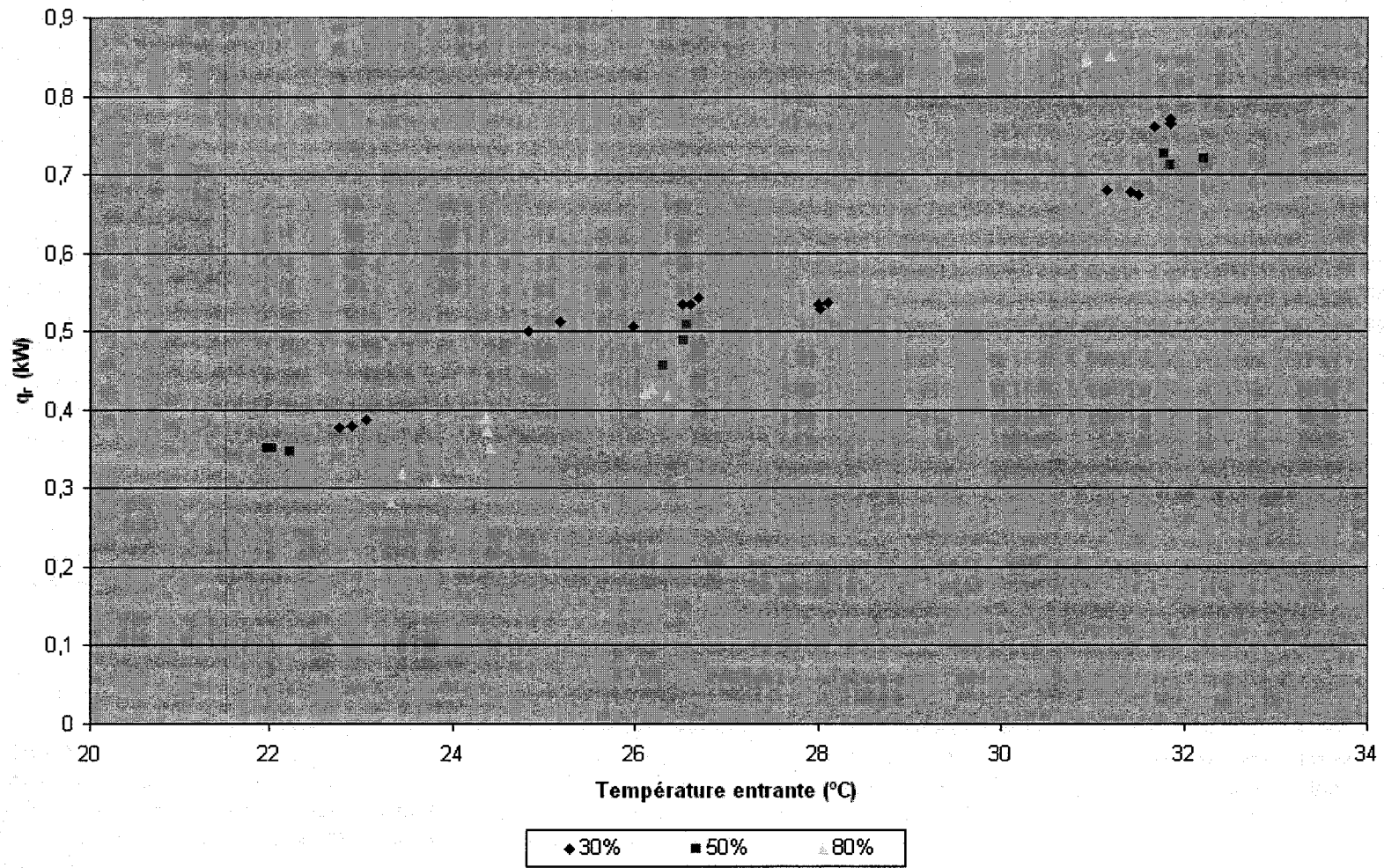
85 CFM, 8 heures



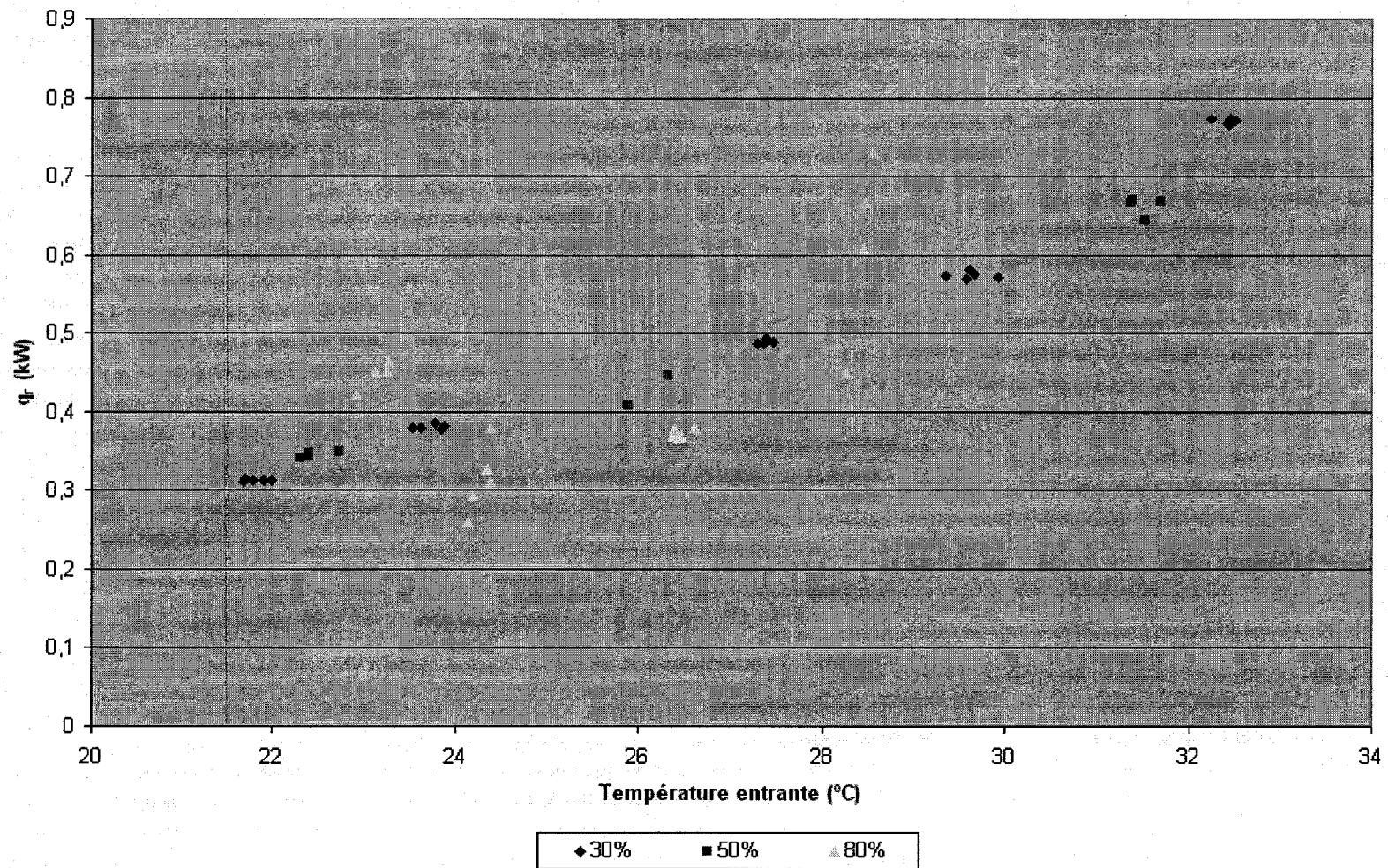
85 CFM, 5 minutes



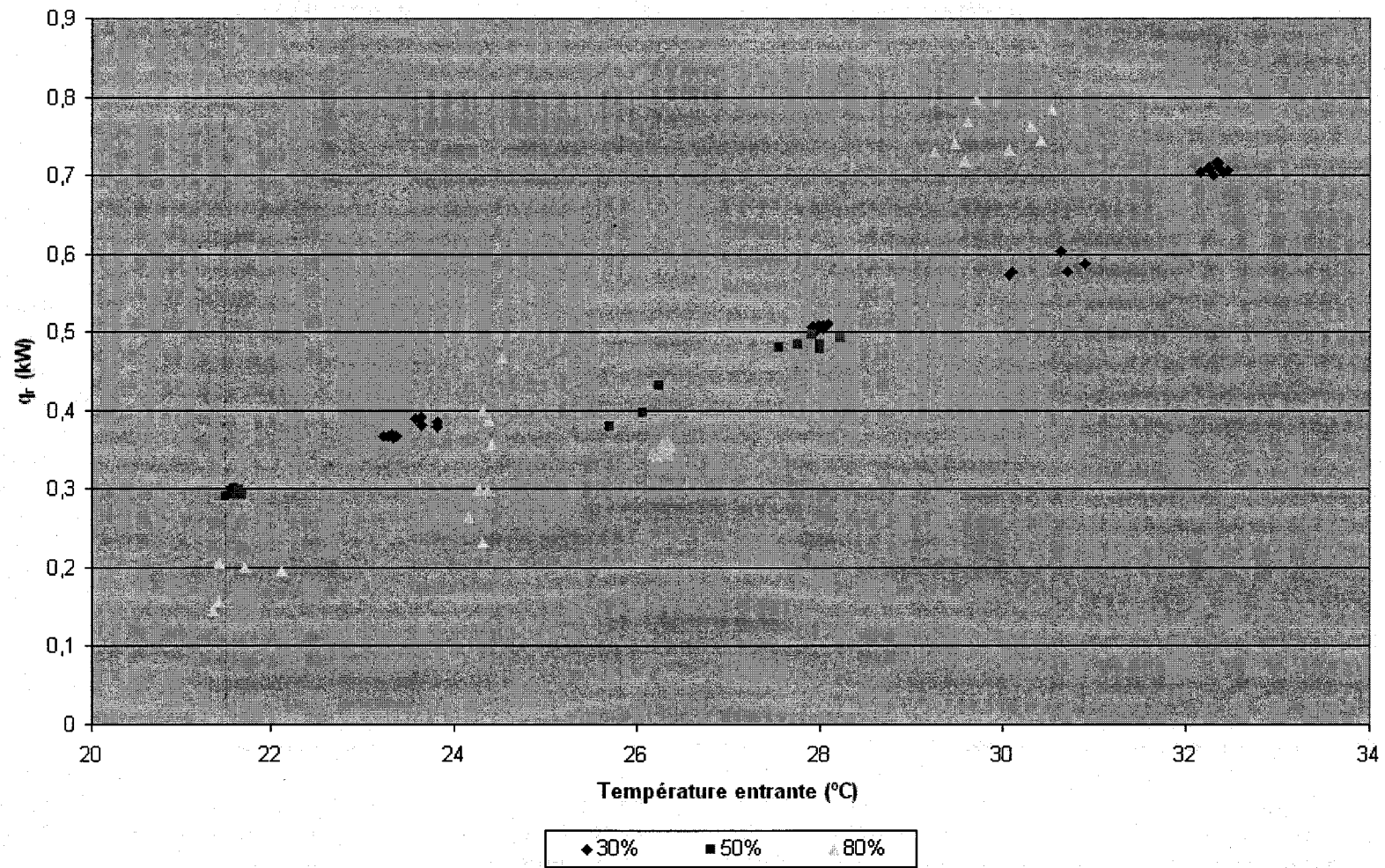
85 CFM, 15 minutes



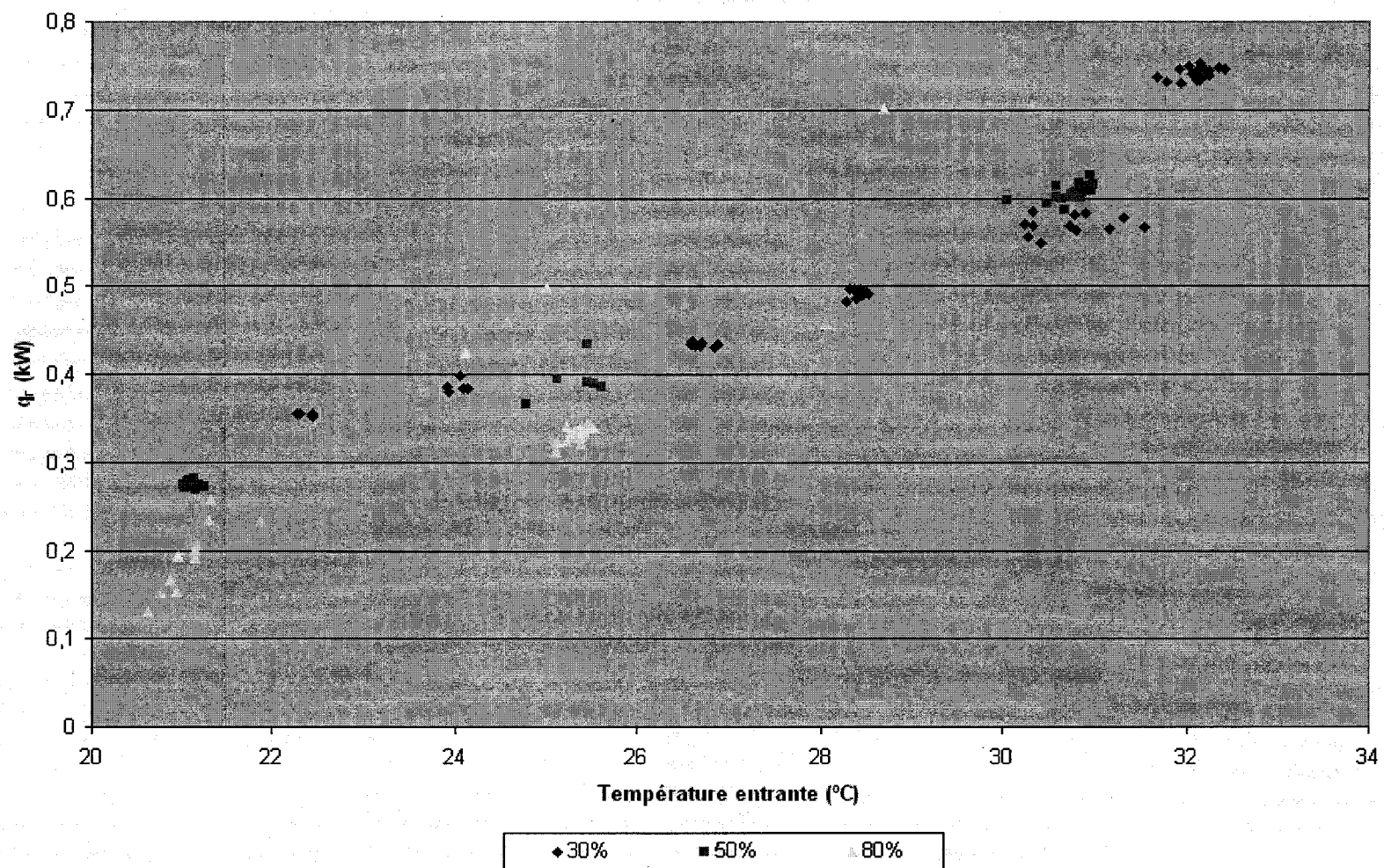
85 CFM, 30 minutes



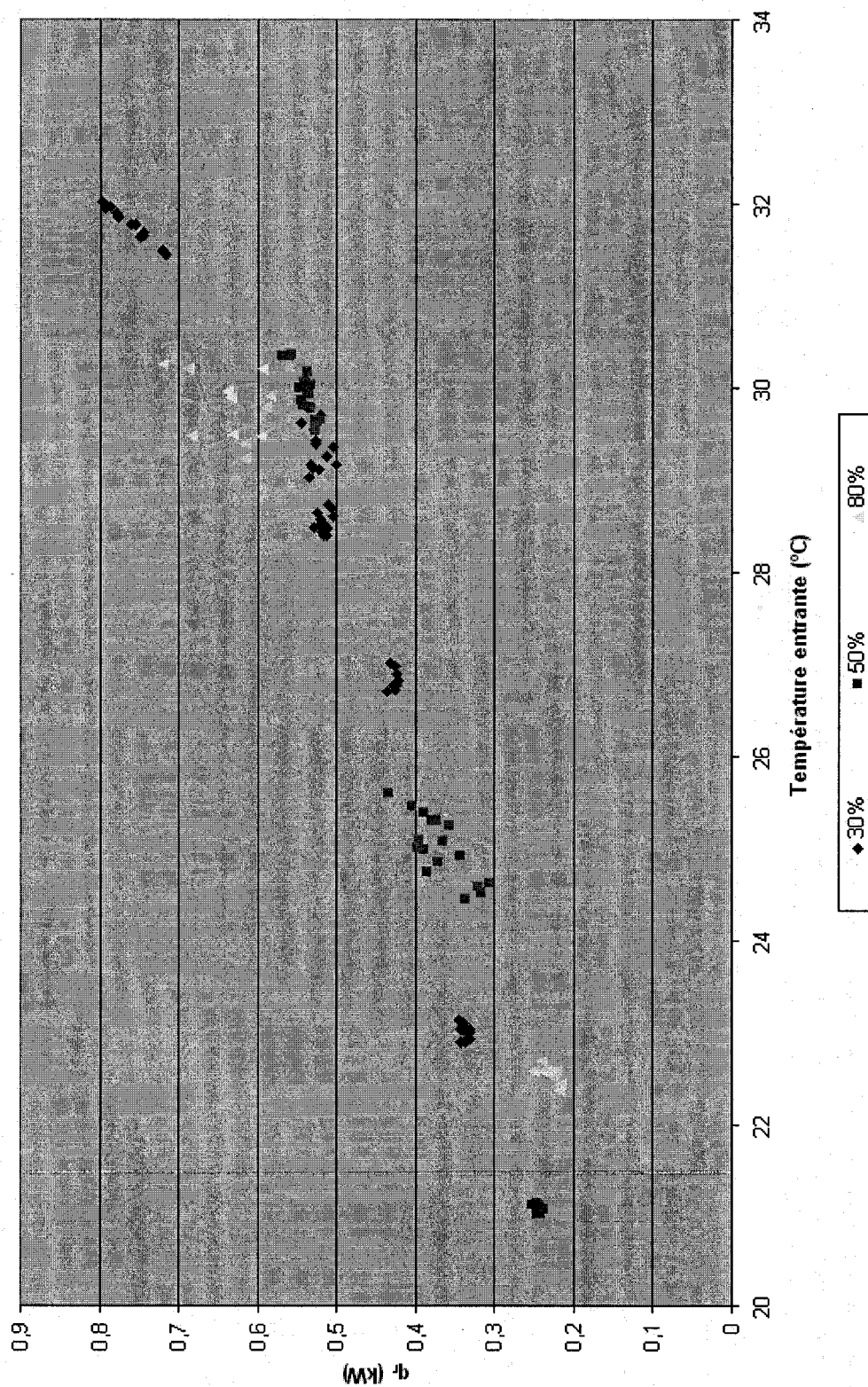
85 CFM, 1 heure



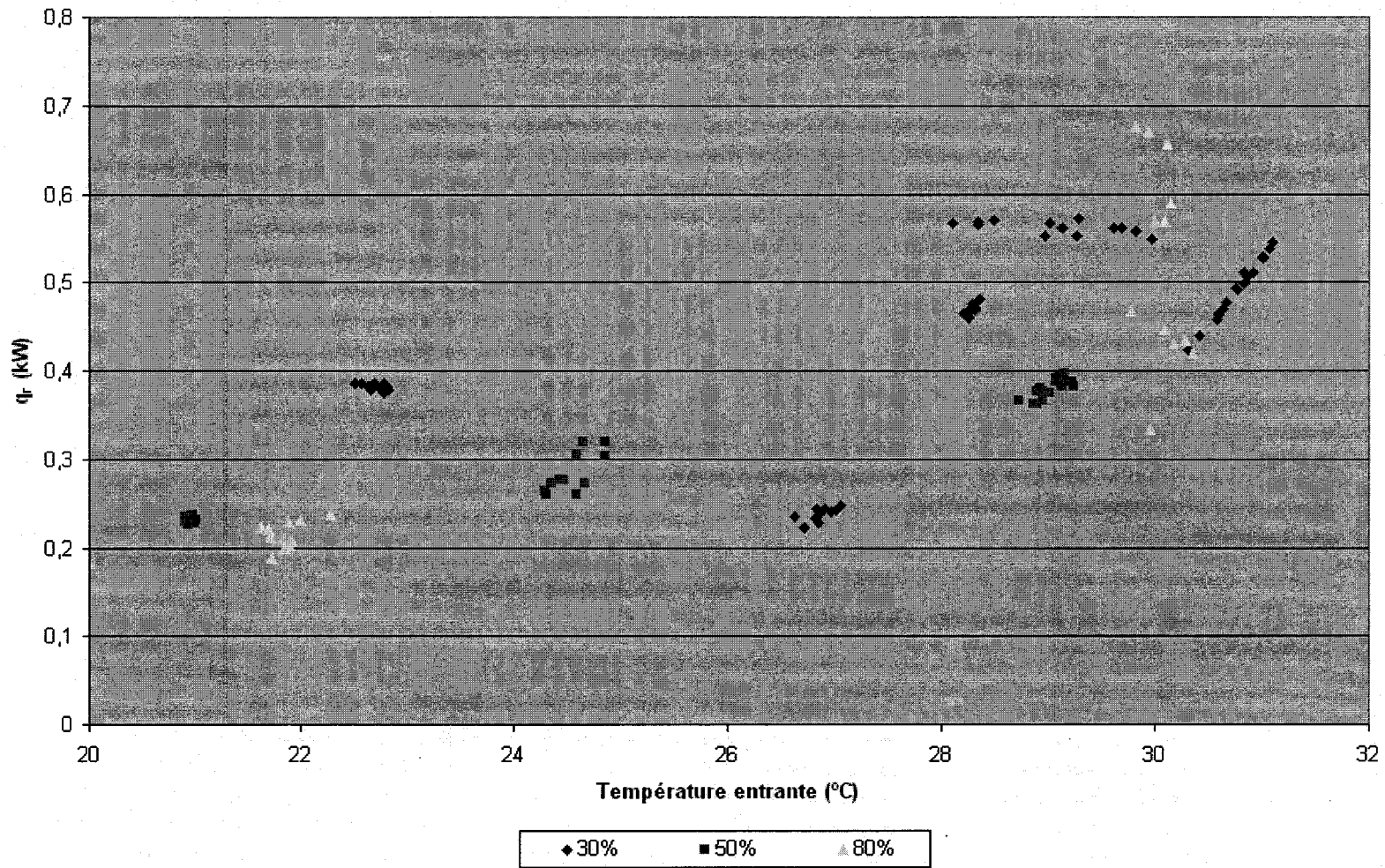
85 CFM, 2 heures



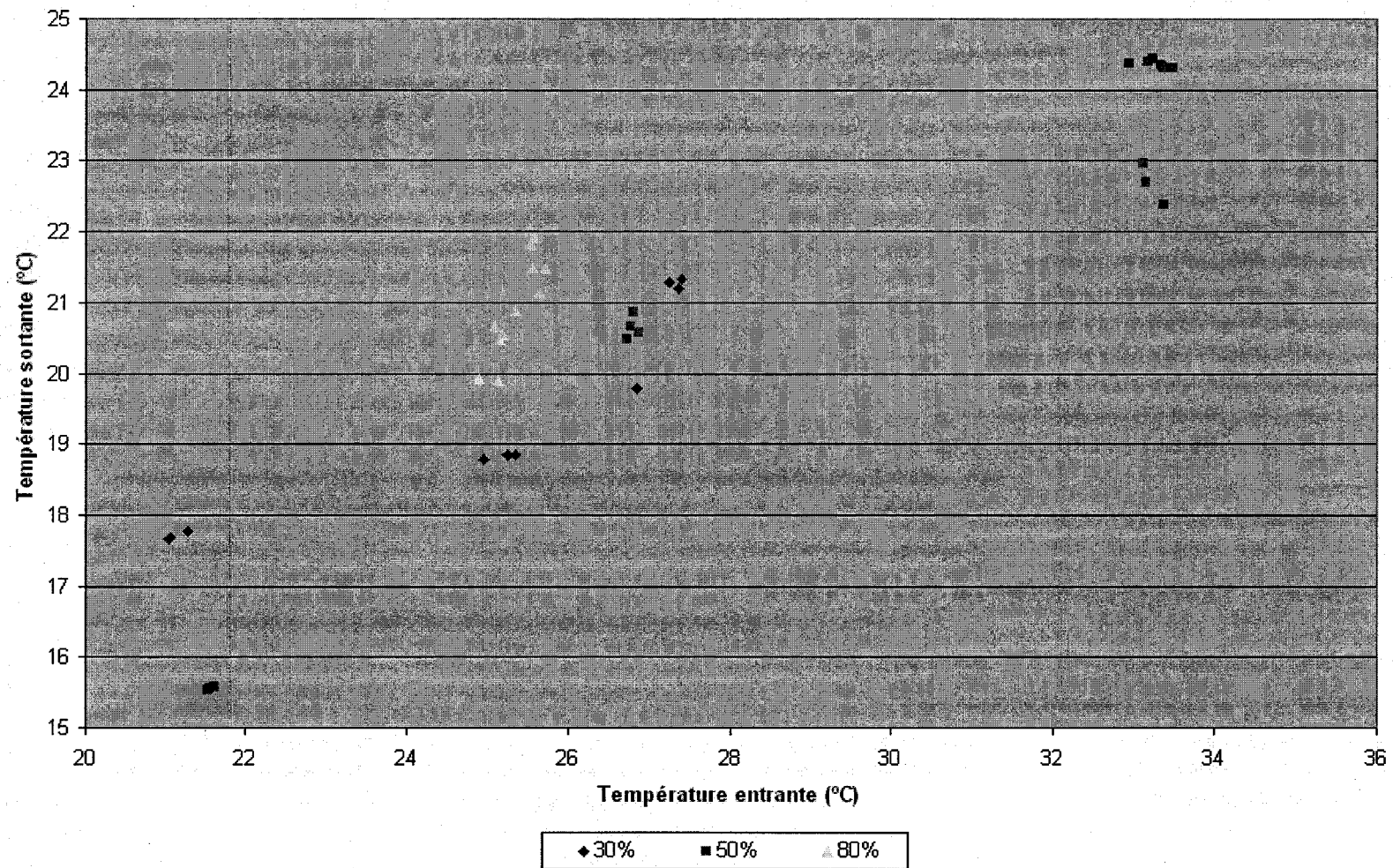
85 CFM, 4 heures



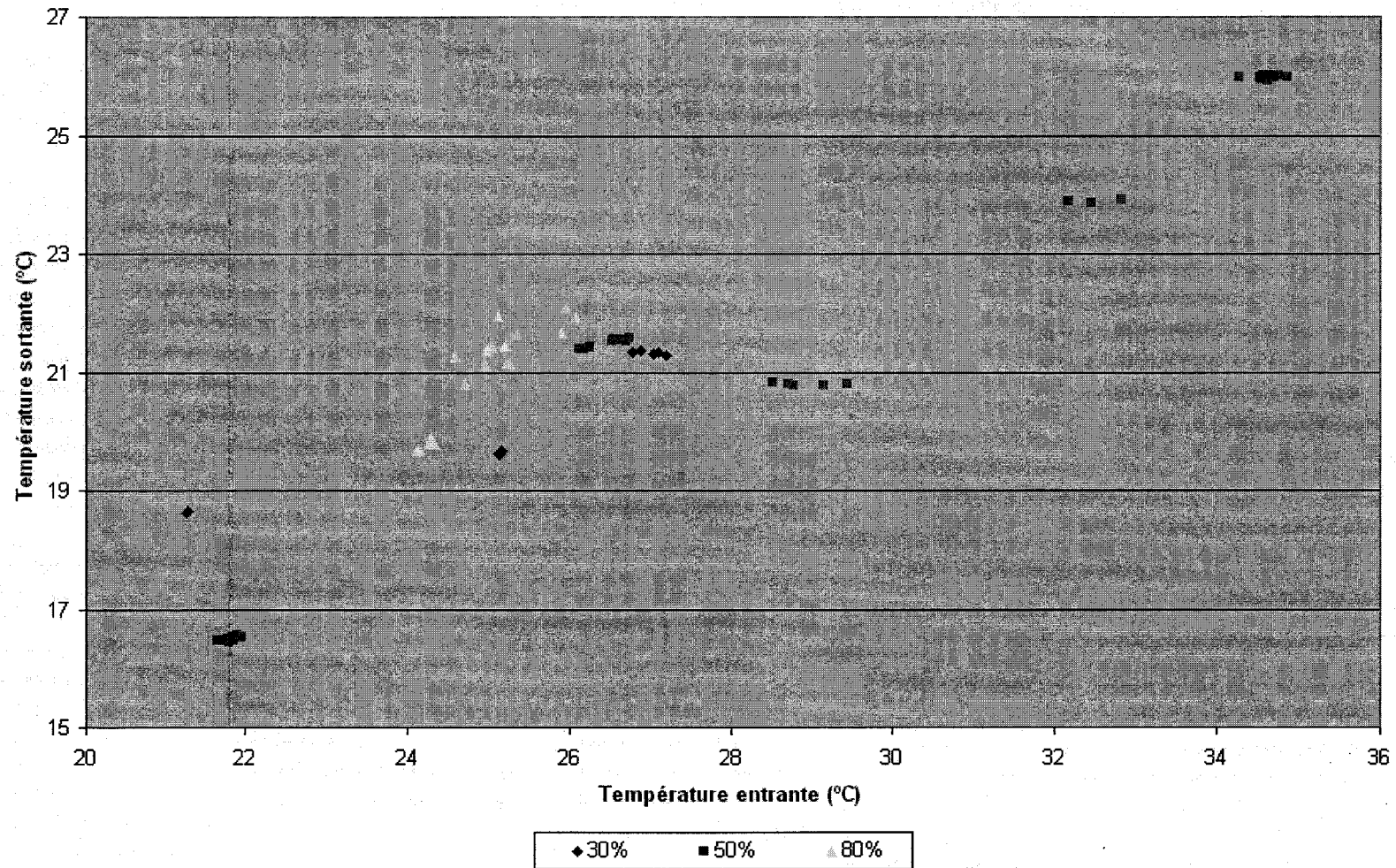
85 CFM, 8 heures



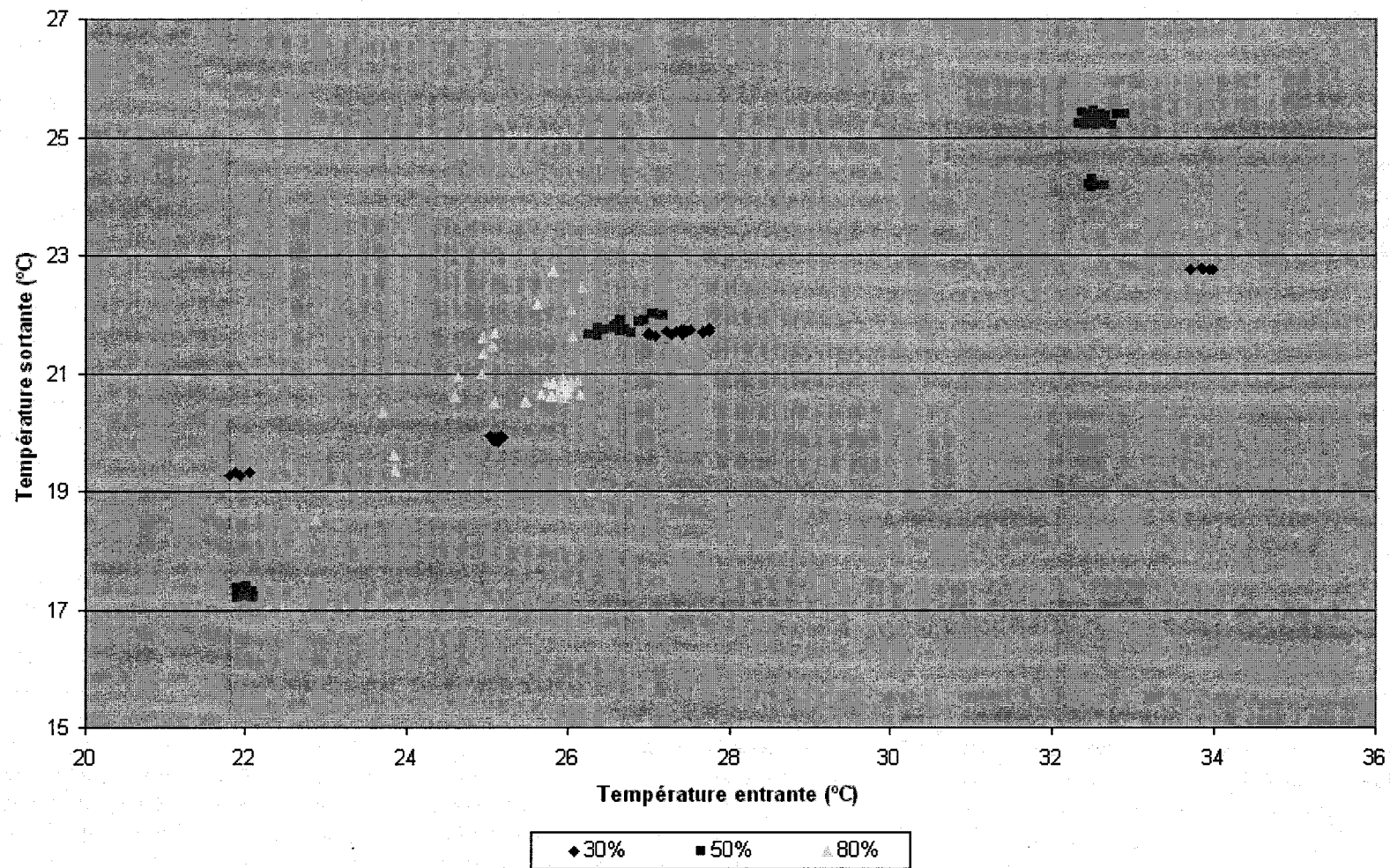
120 CFM, 5 minutes



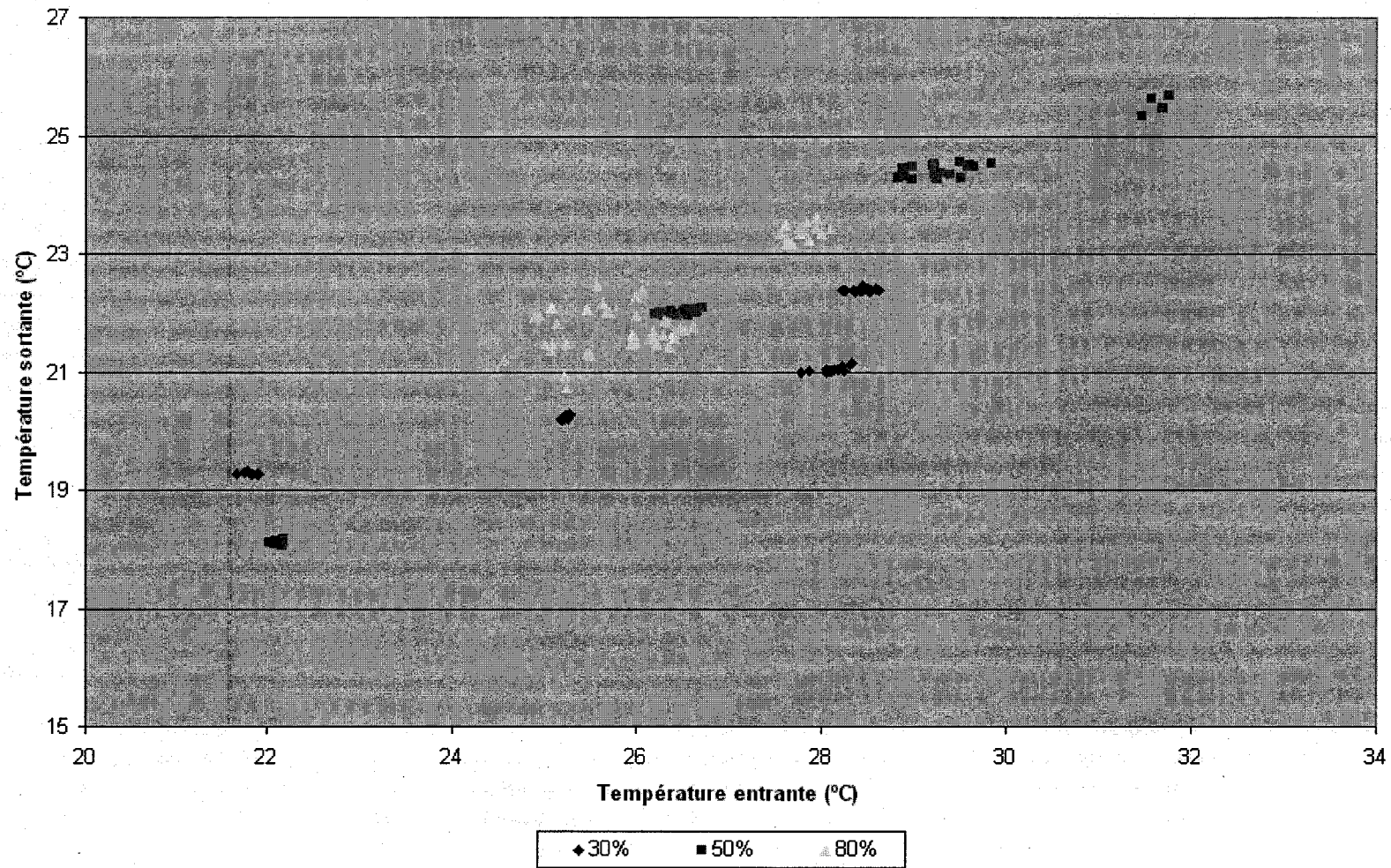
120 CFM, 15 minutes



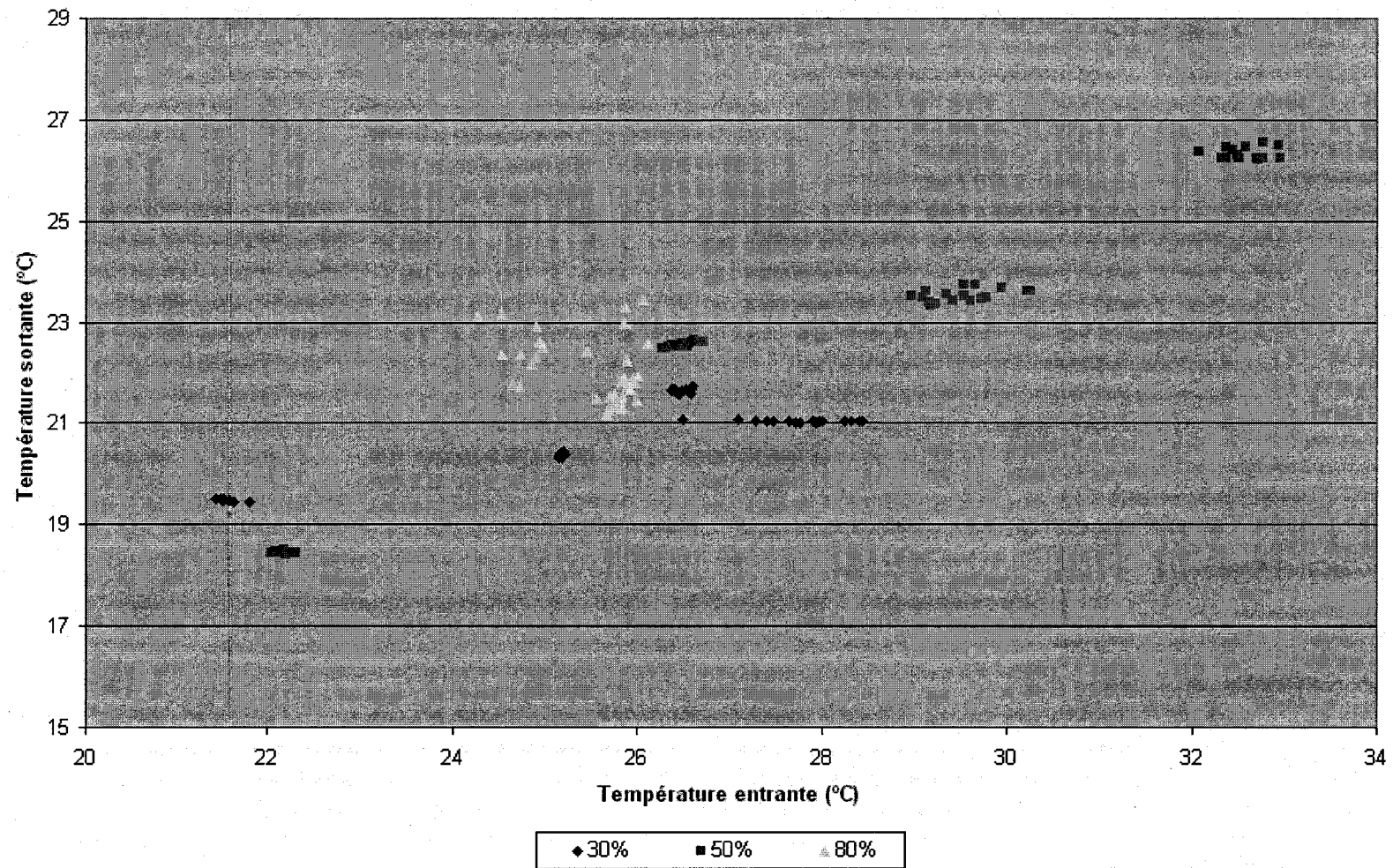
120 CFM, 30 minutes



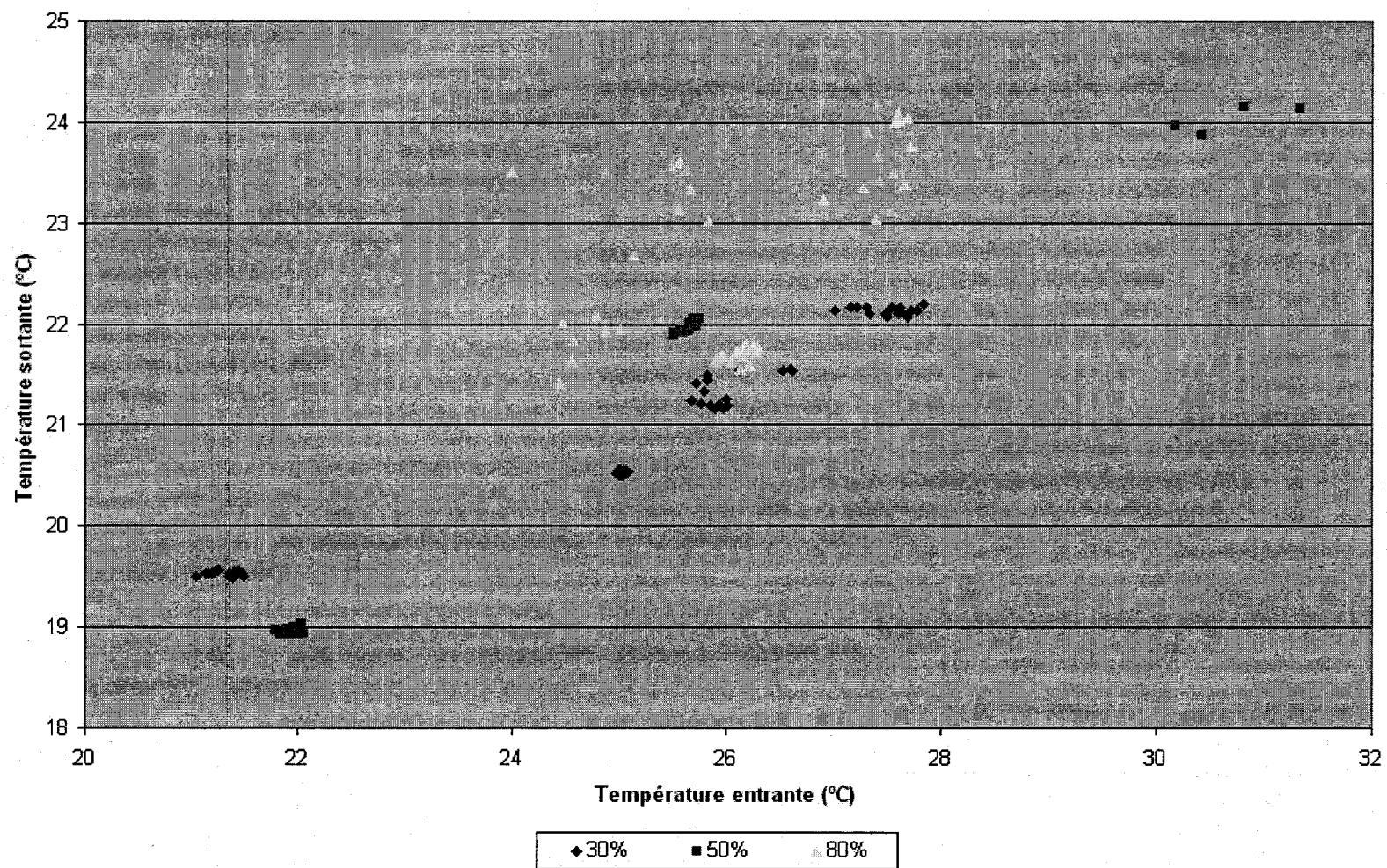
120 CFM, 1 heure



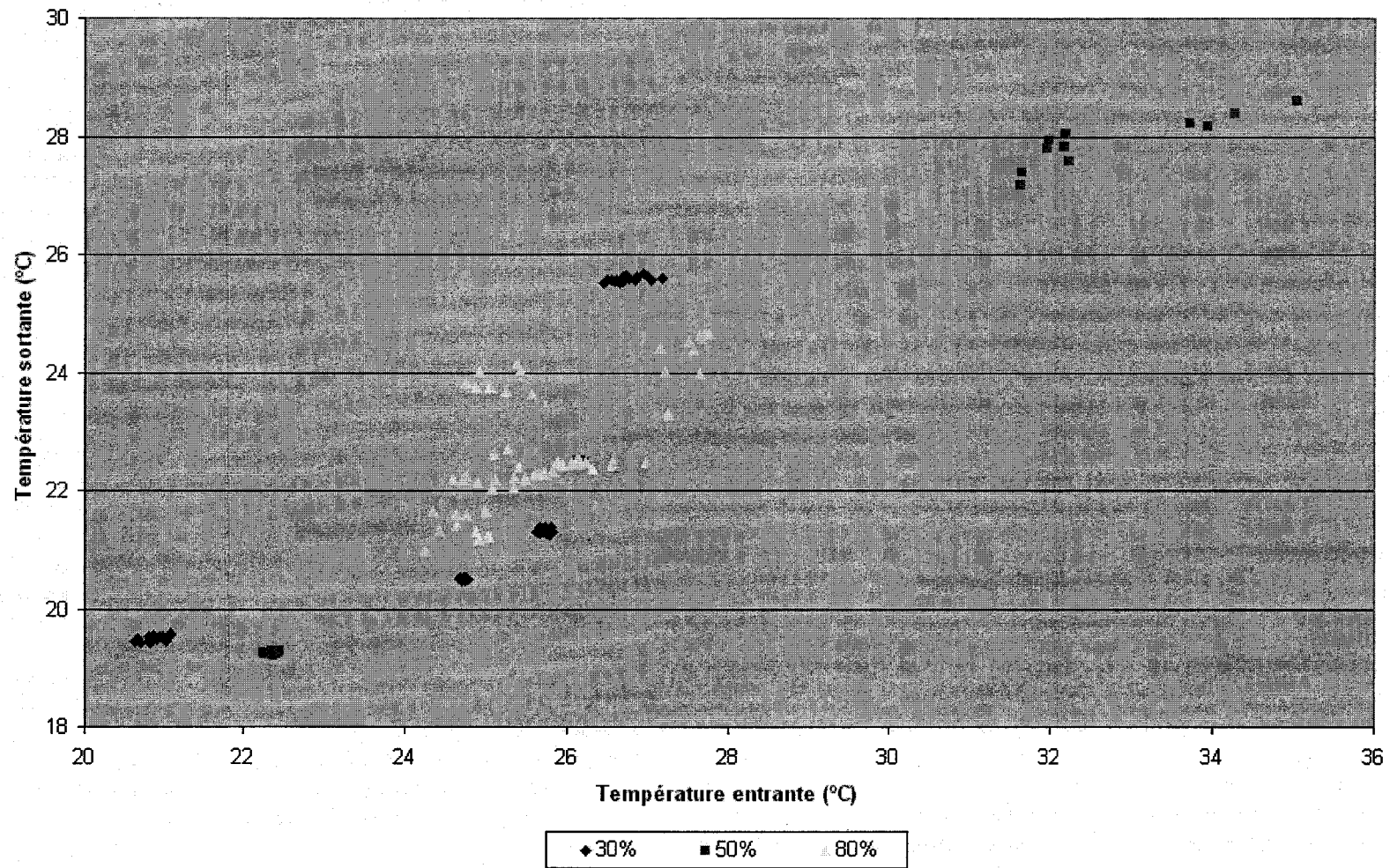
120 CFM, 2 heures



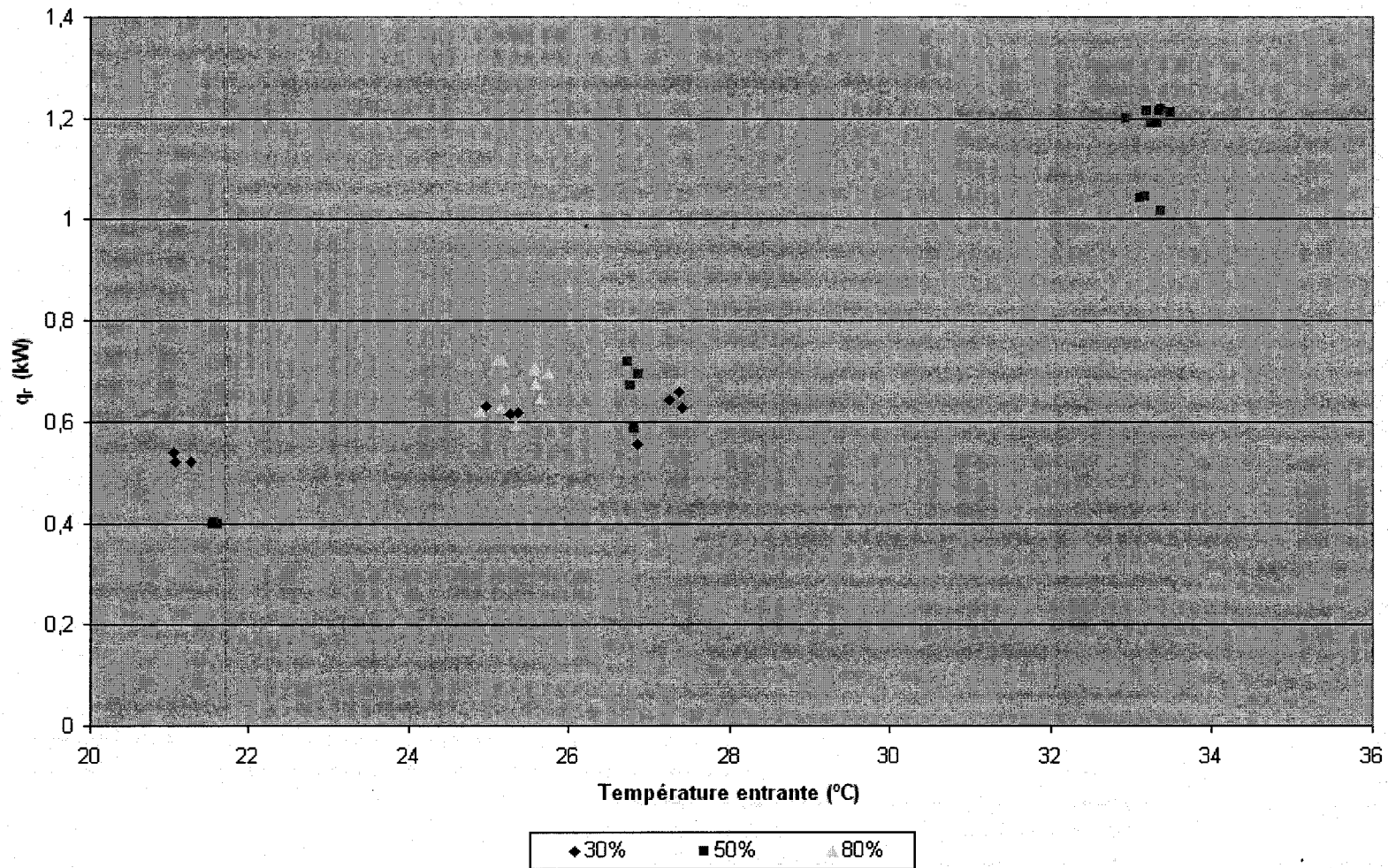
120 CFM, 4 heures



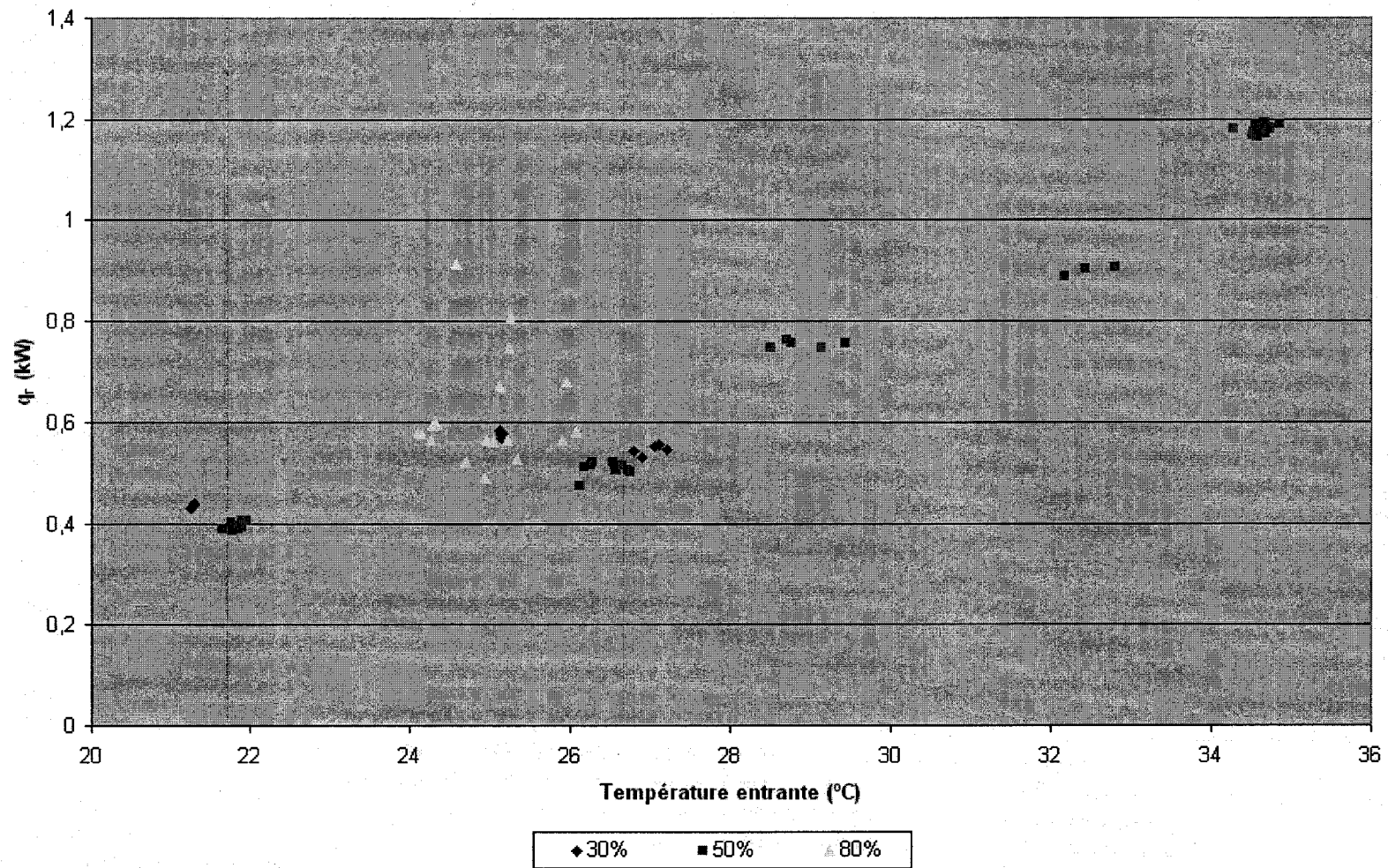
120 CFM, 8 heures



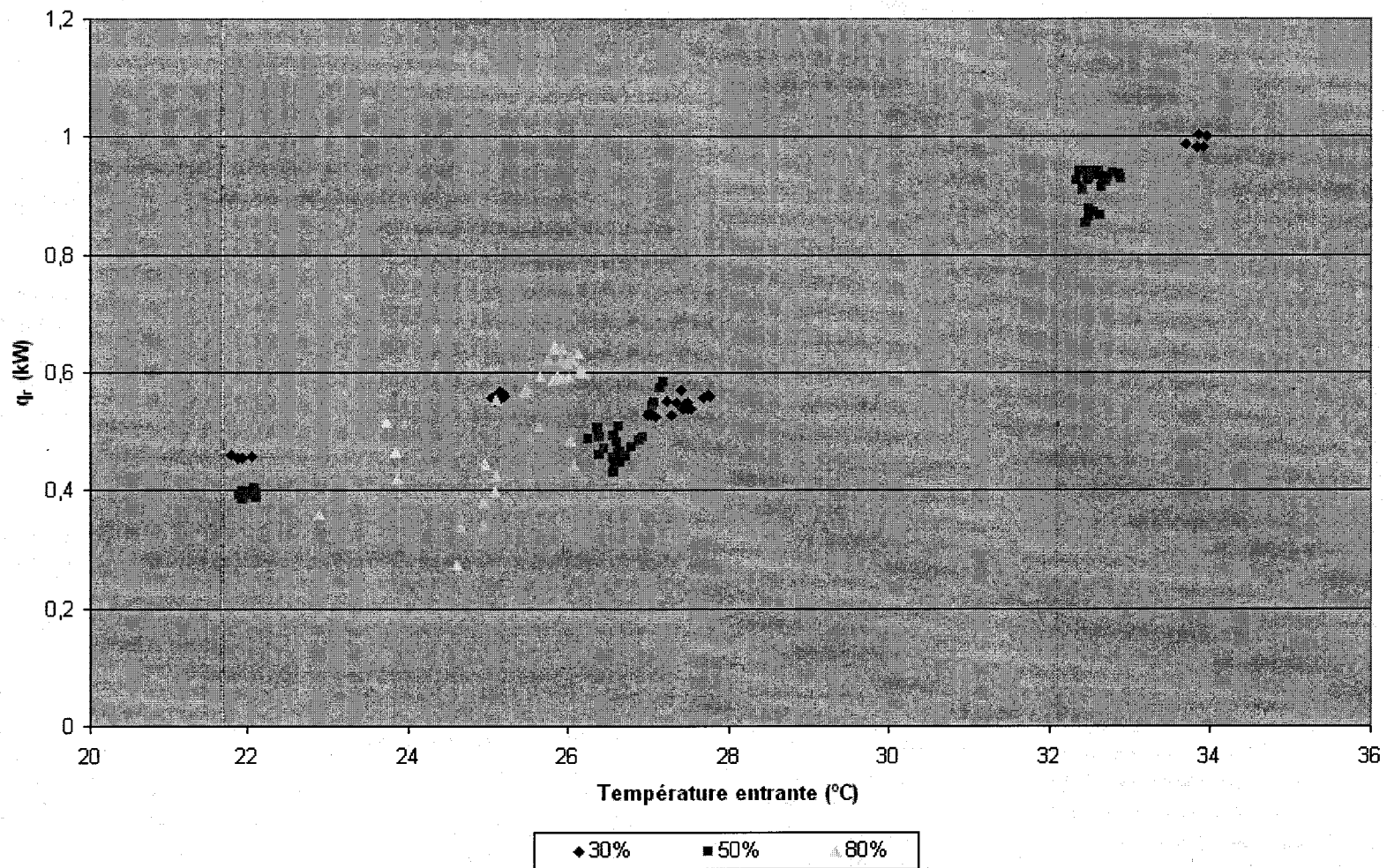
120 CFM, 5 minutes



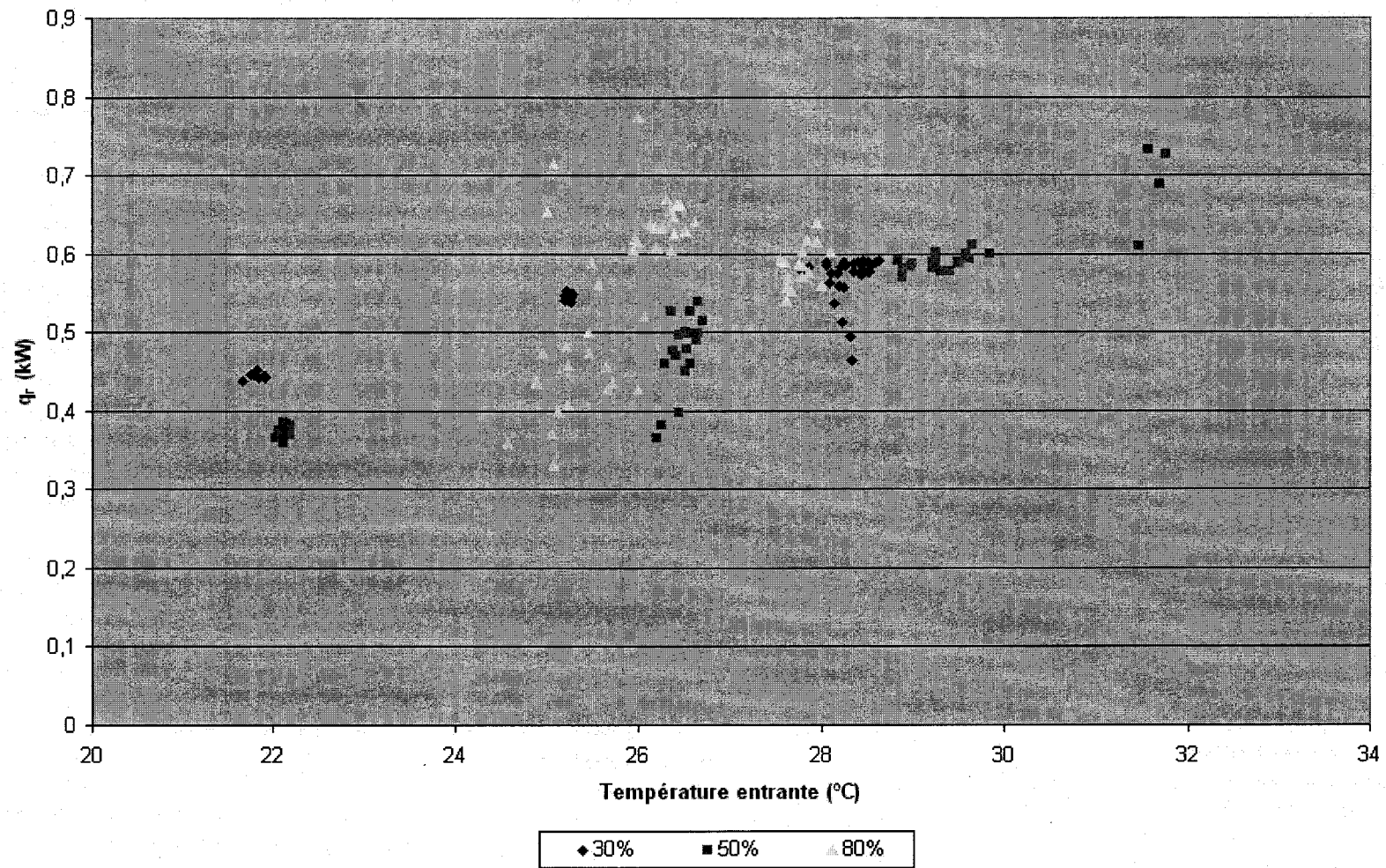
120 CFM, 15 minutes



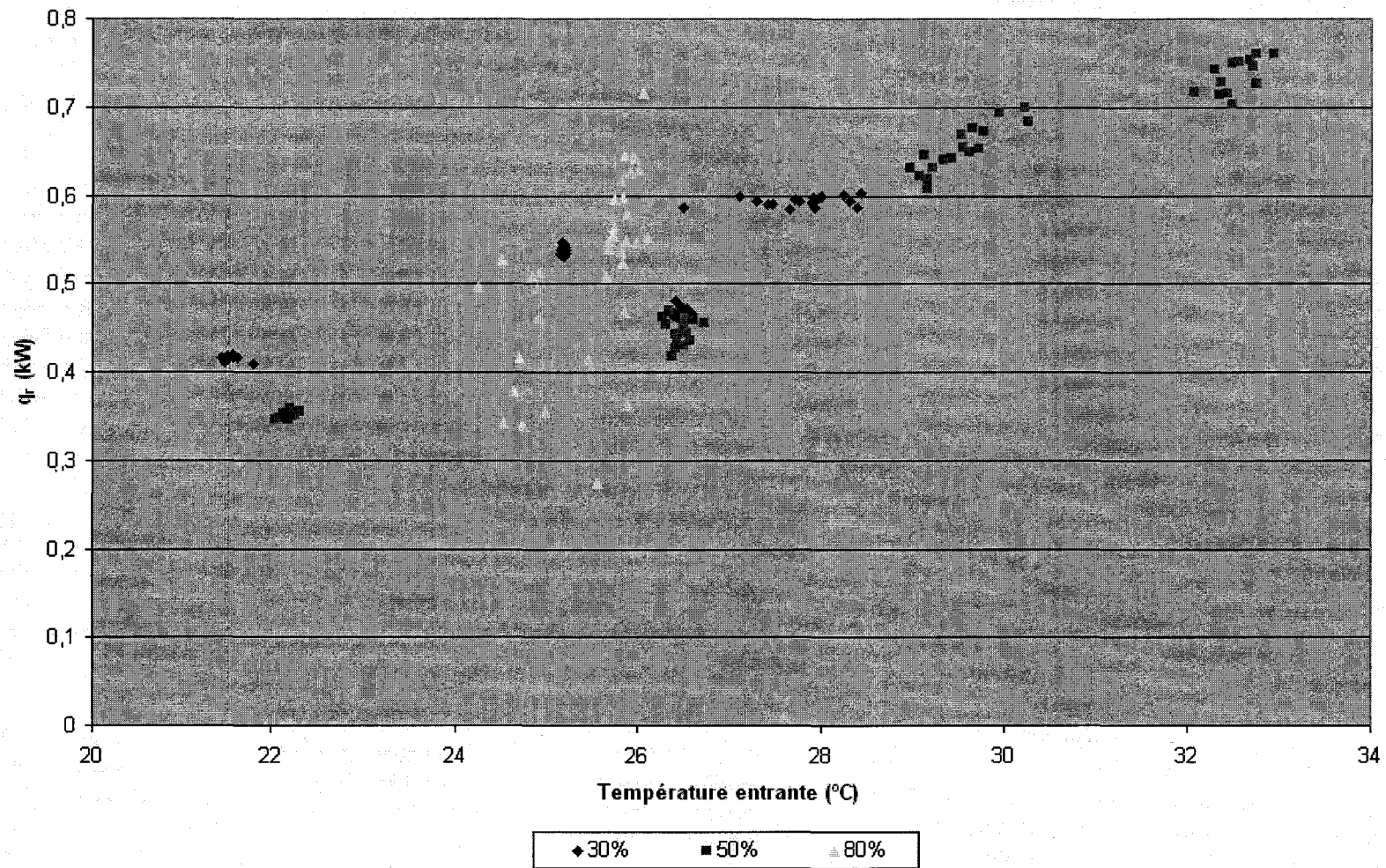
120 CFM, 30 minutes



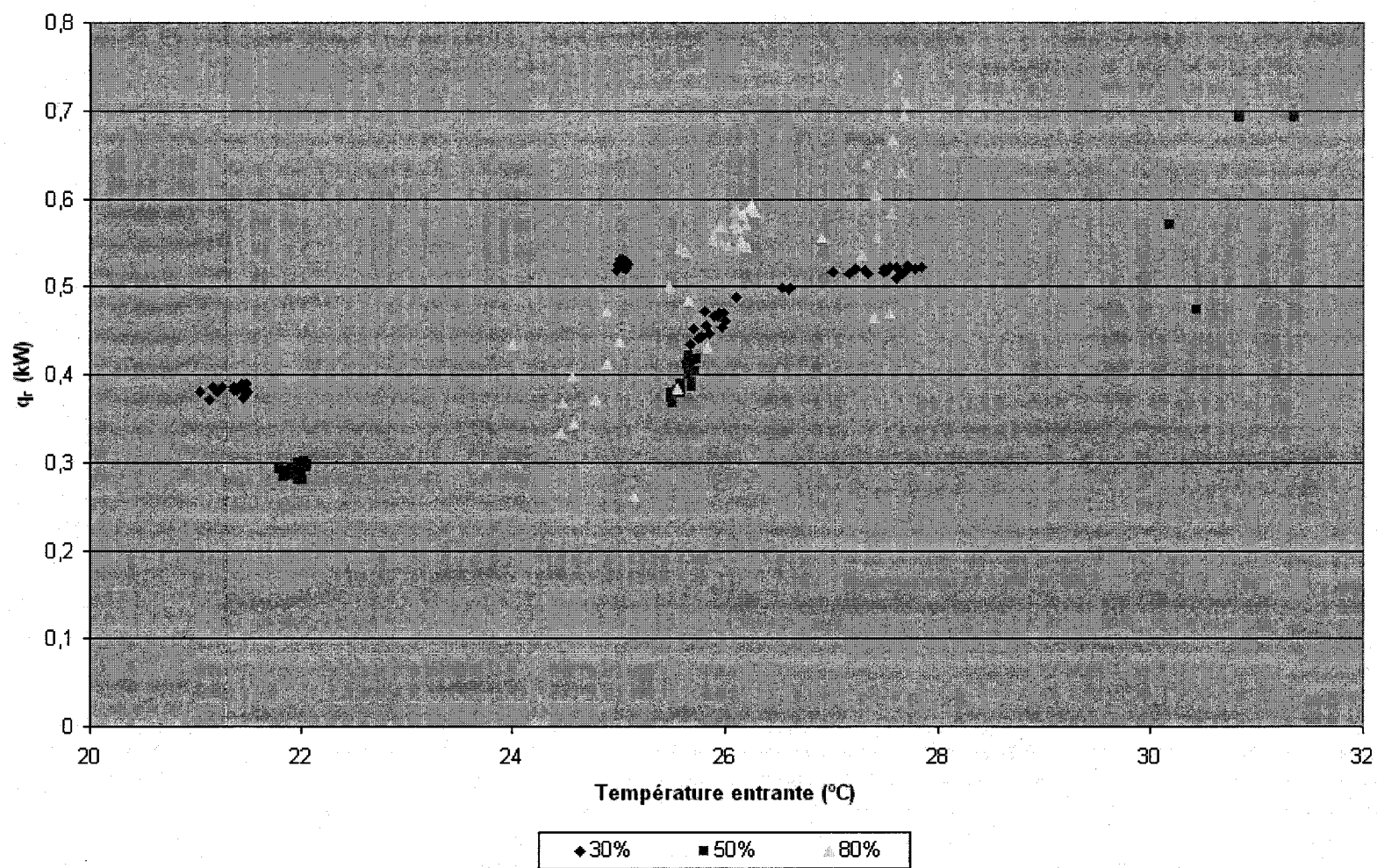
120 CFM, 1 heure



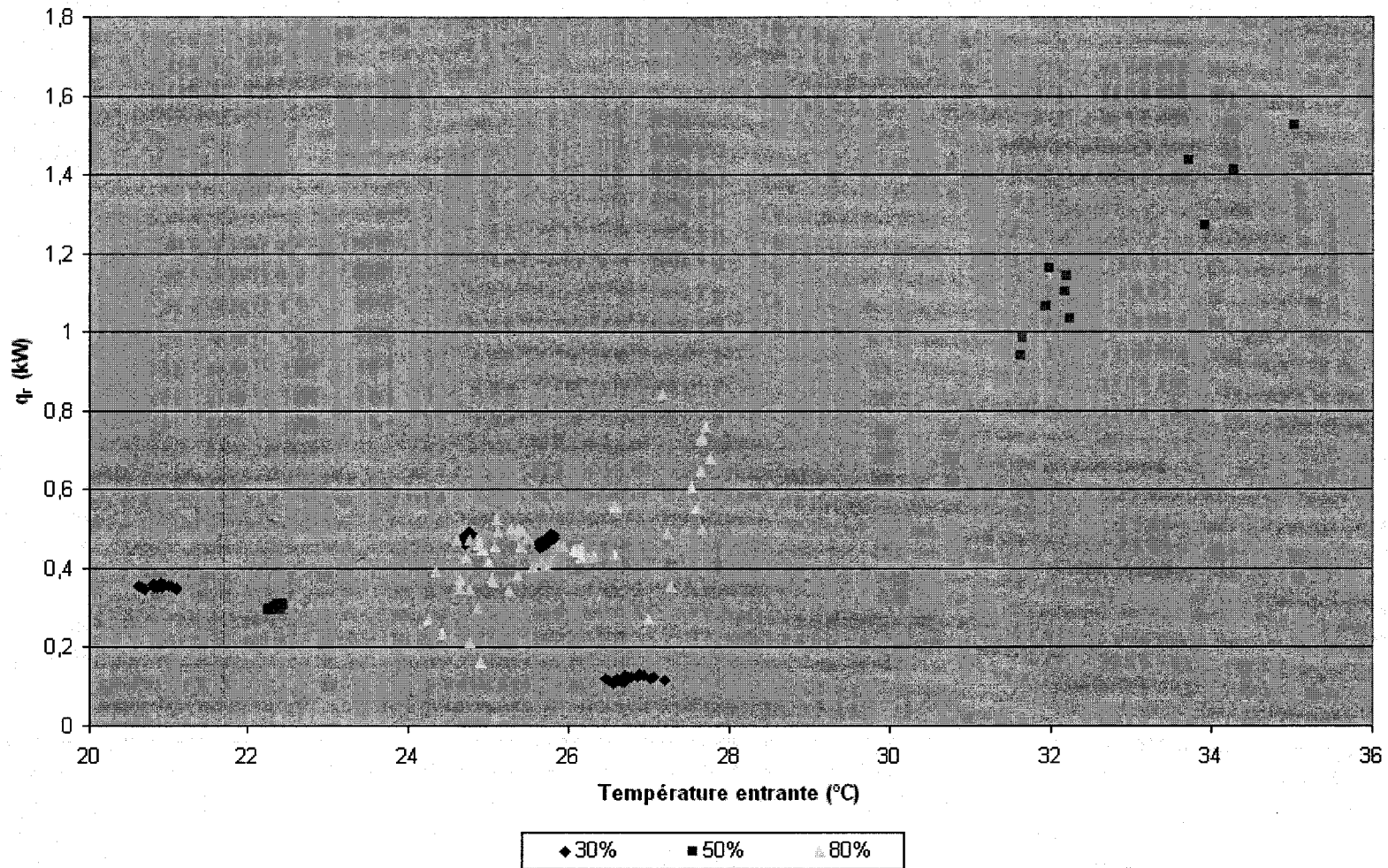
120 CFM, 2 heures



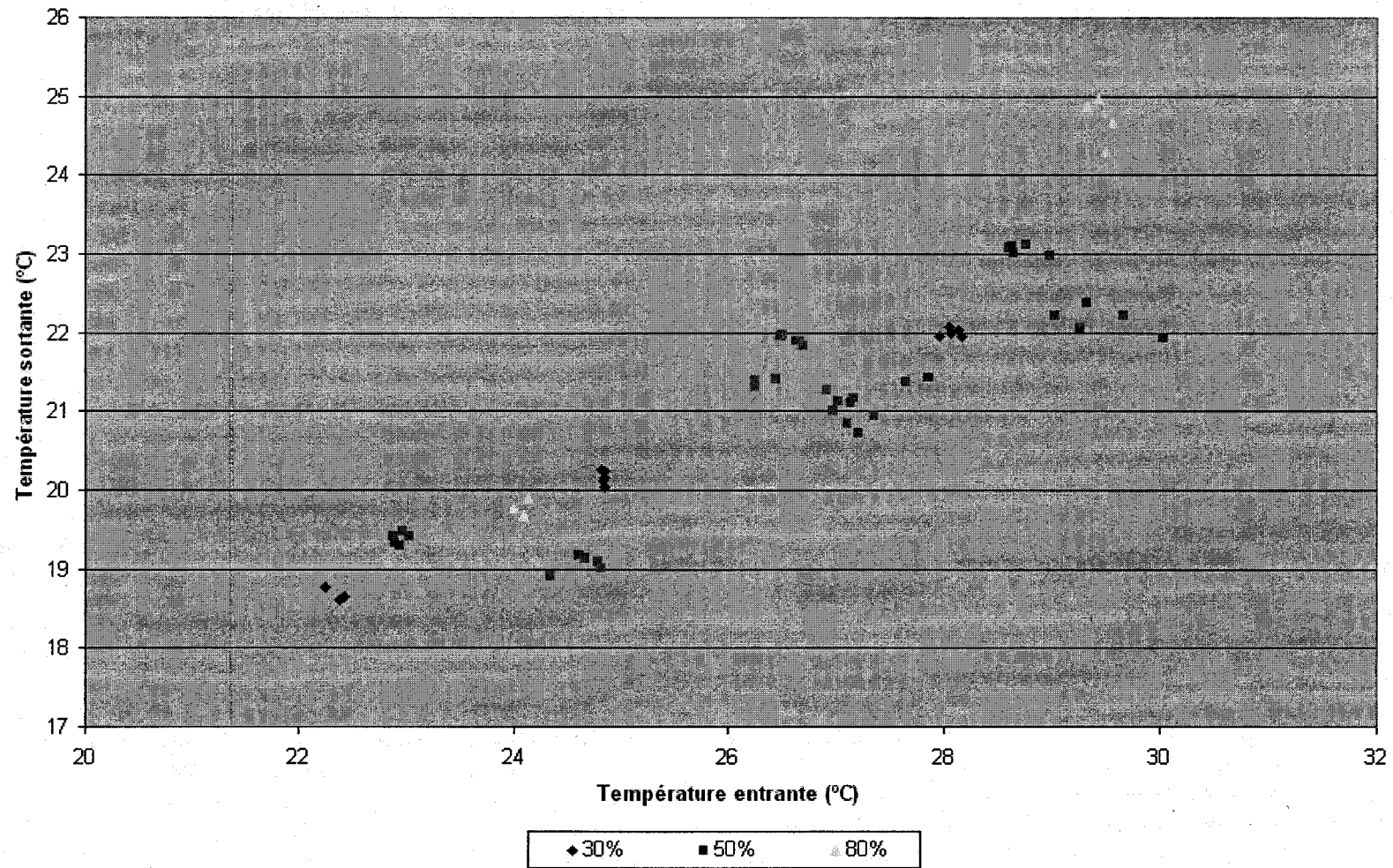
120 CFM, 4 heures



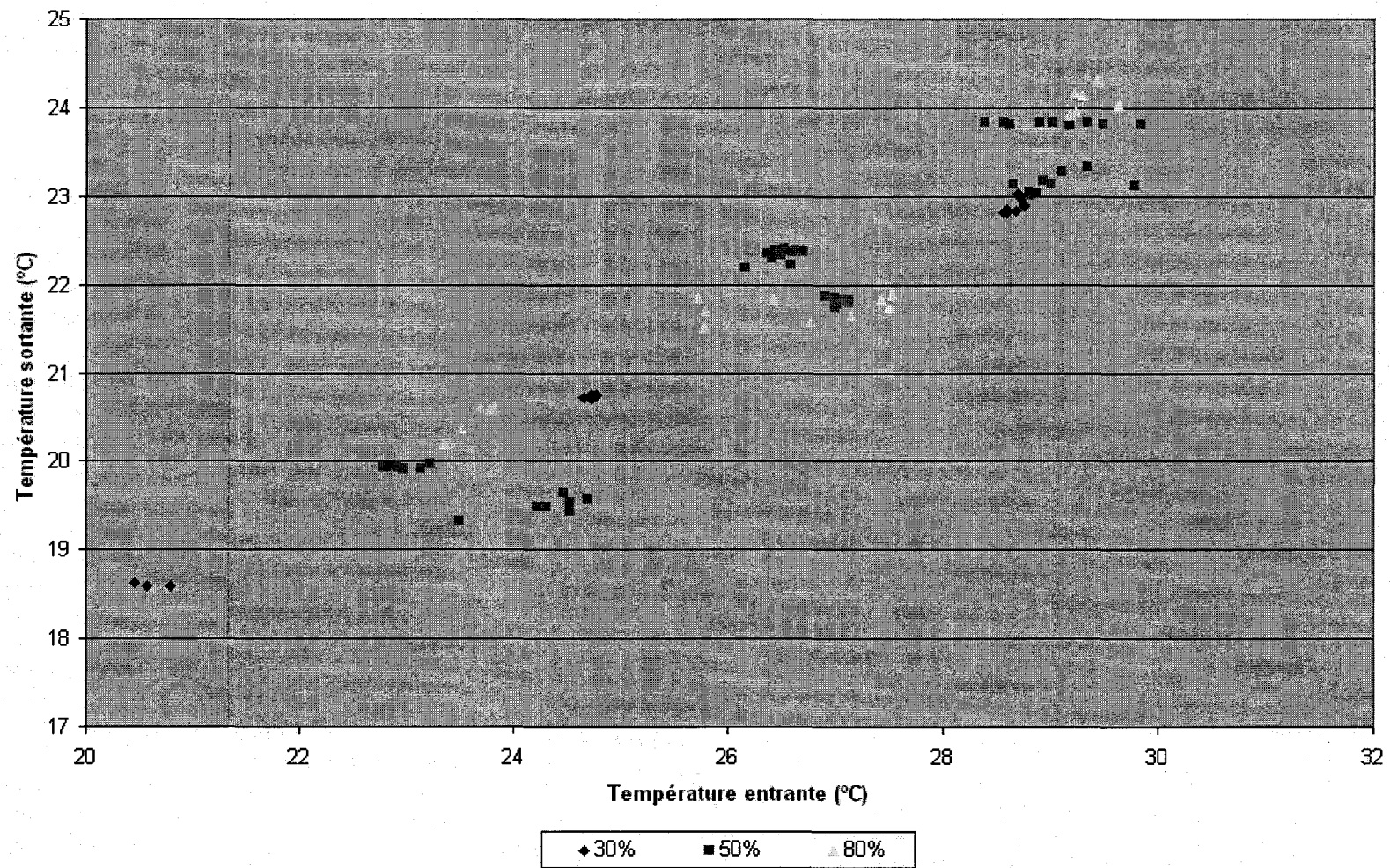
120 CFM, 8 heures



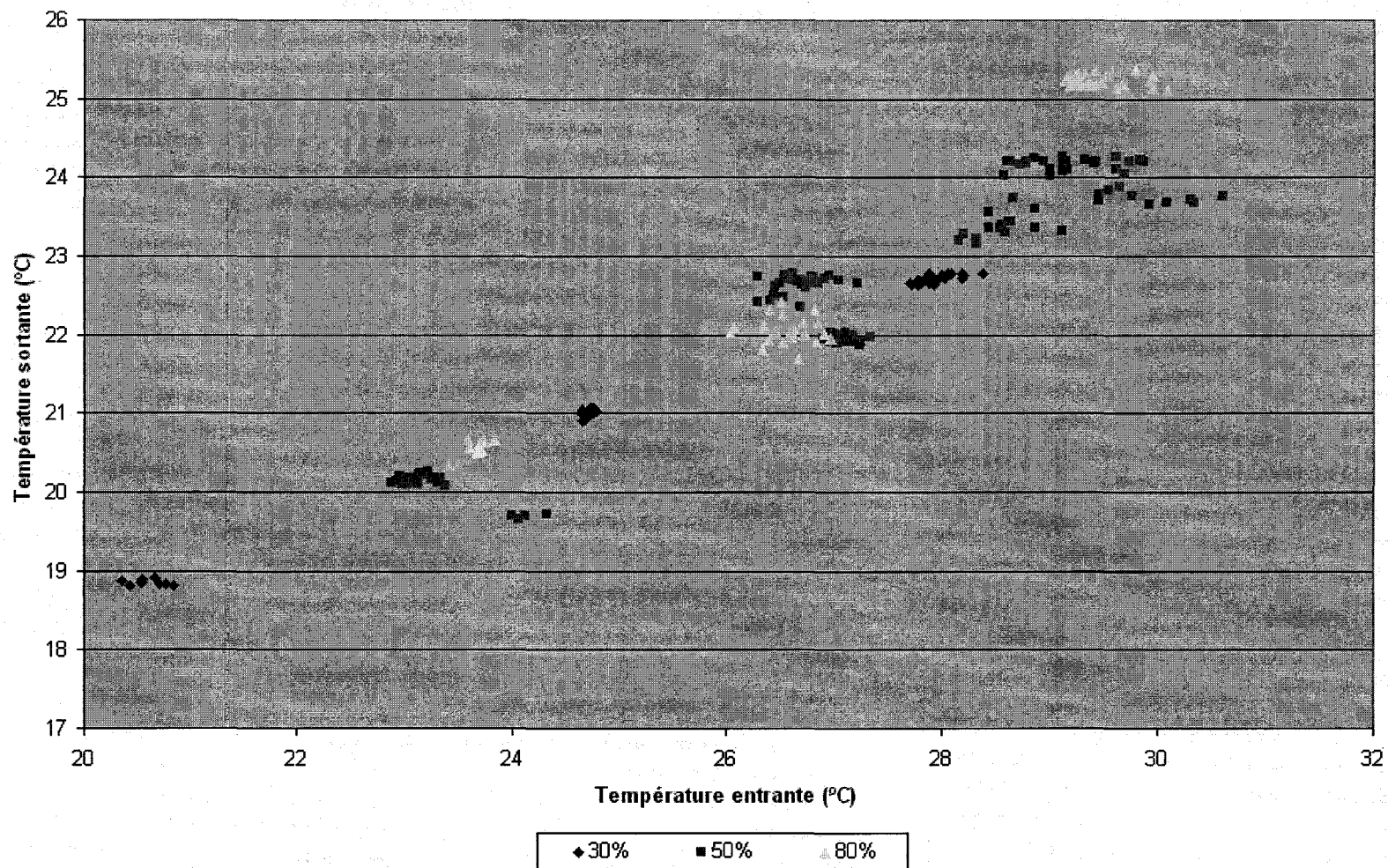
160 CFM, 5 minutes



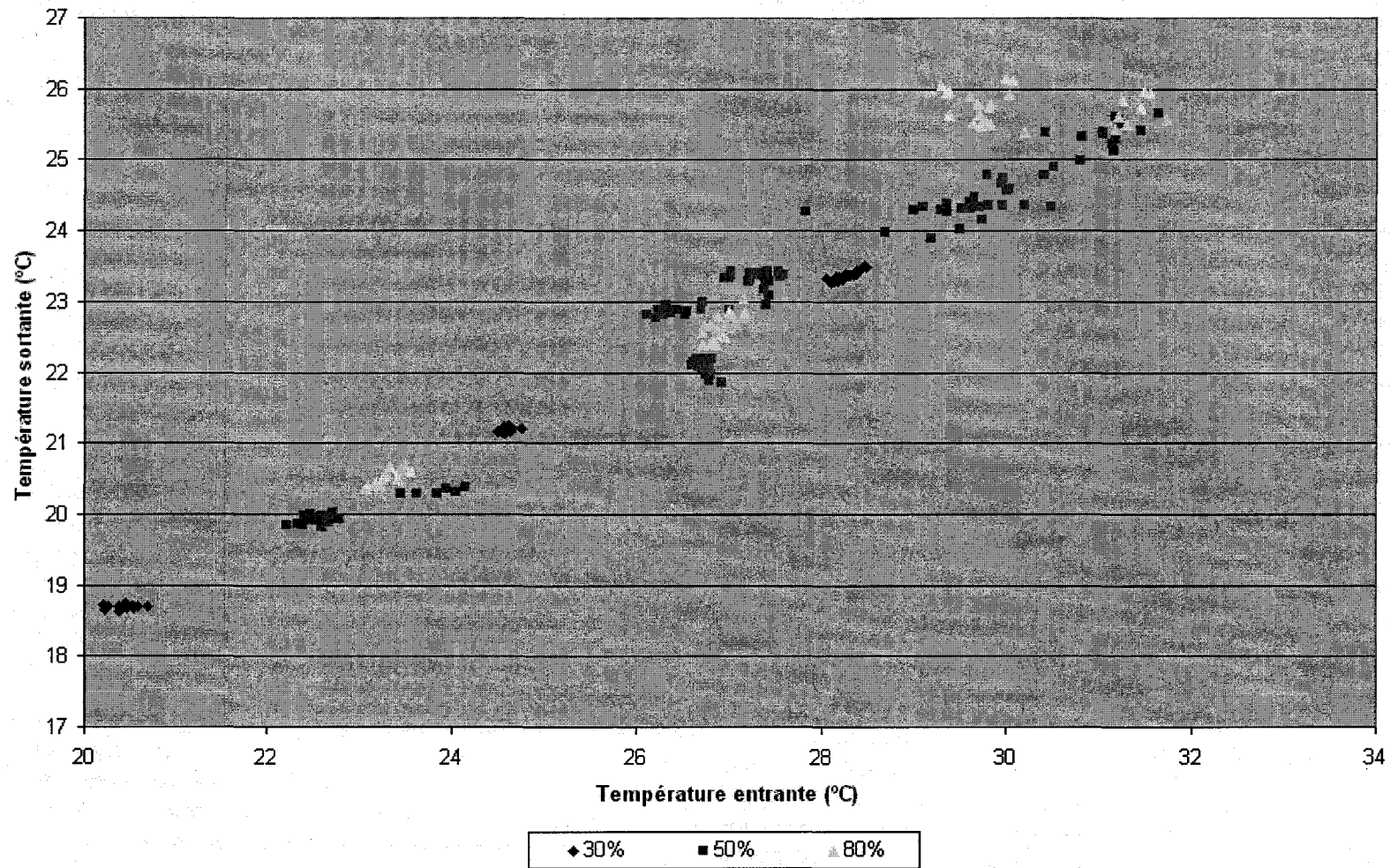
160 CFM, 15 minutes



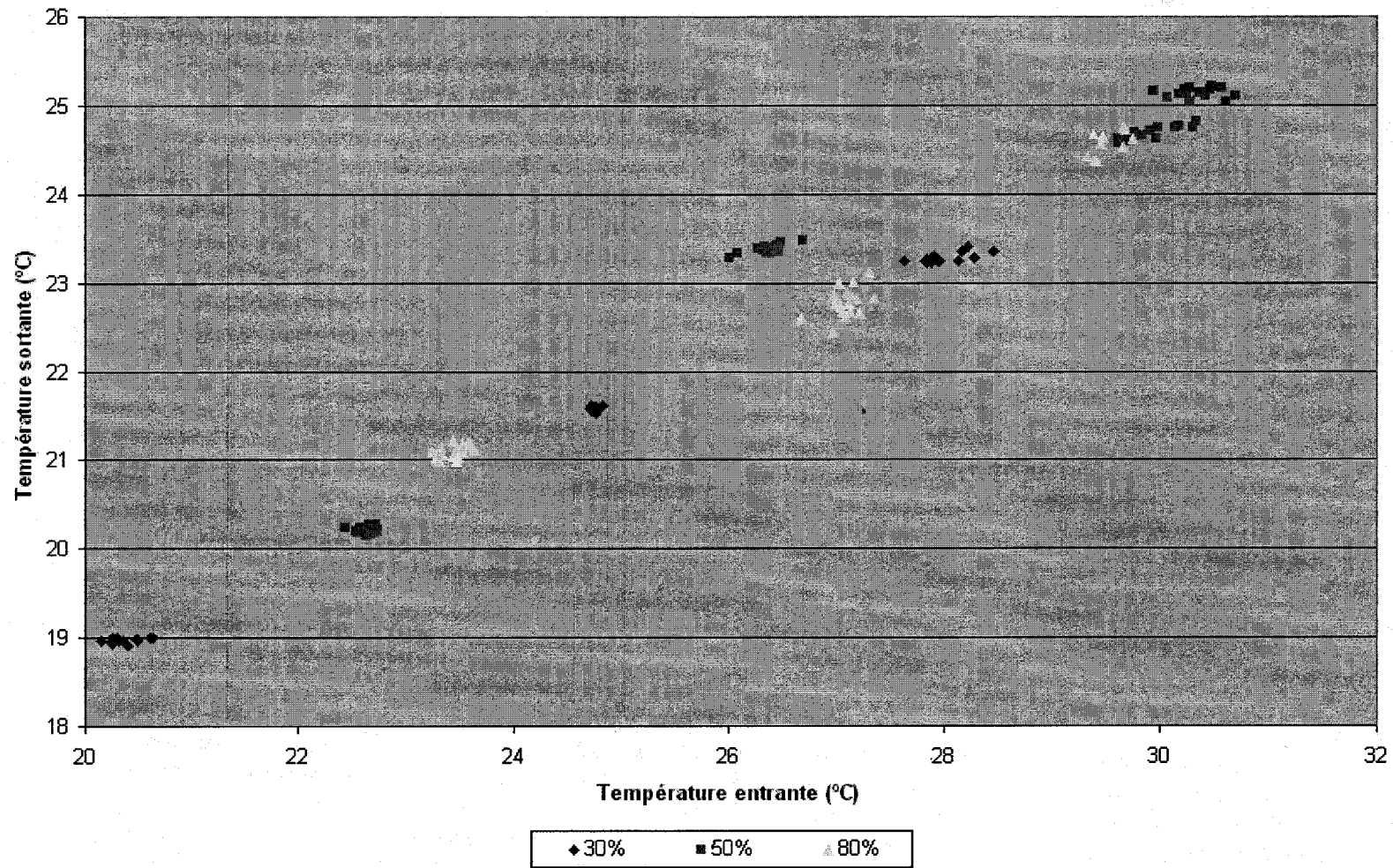
160 CFM, 30 minutes



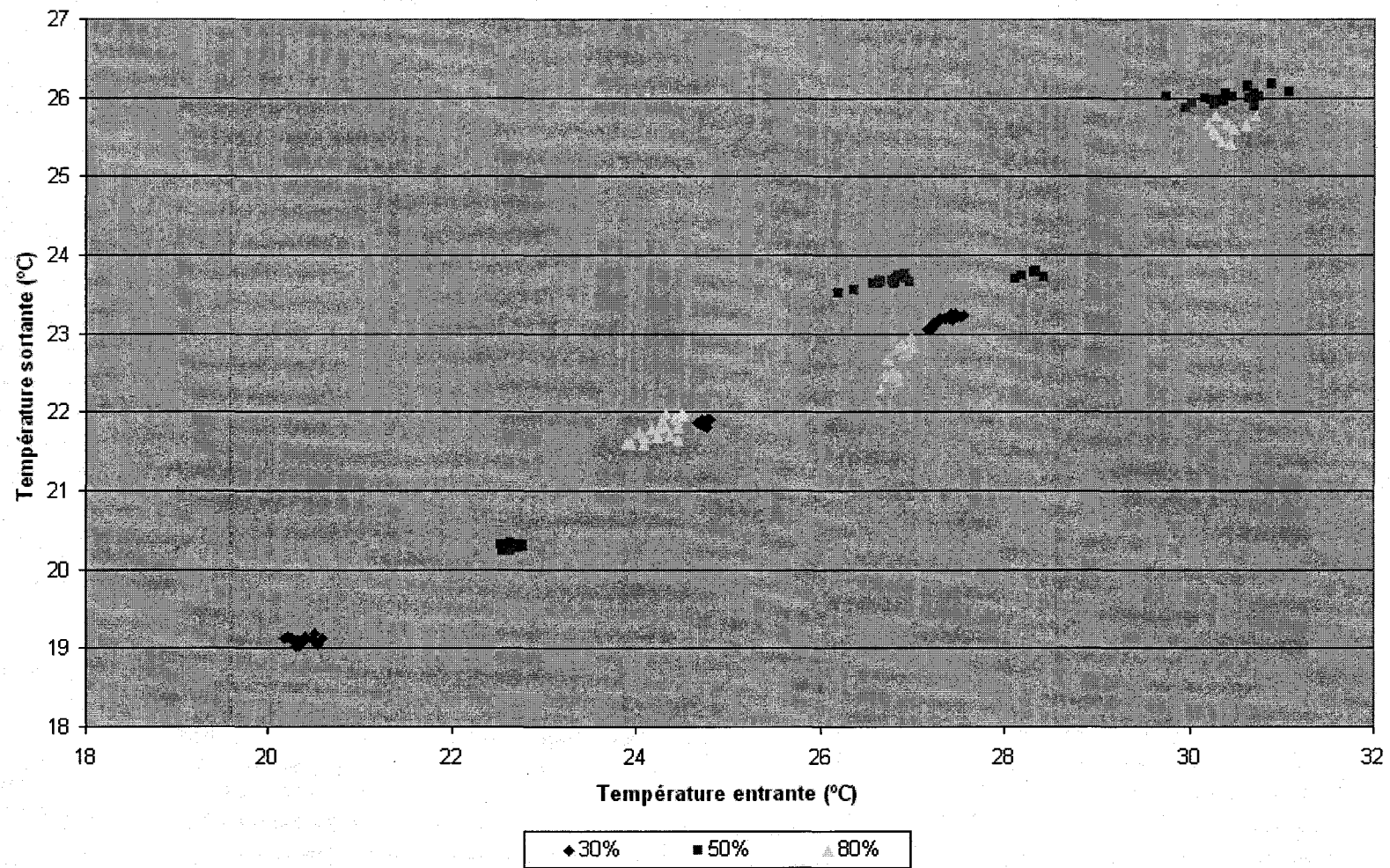
160 CFM, 1 heure



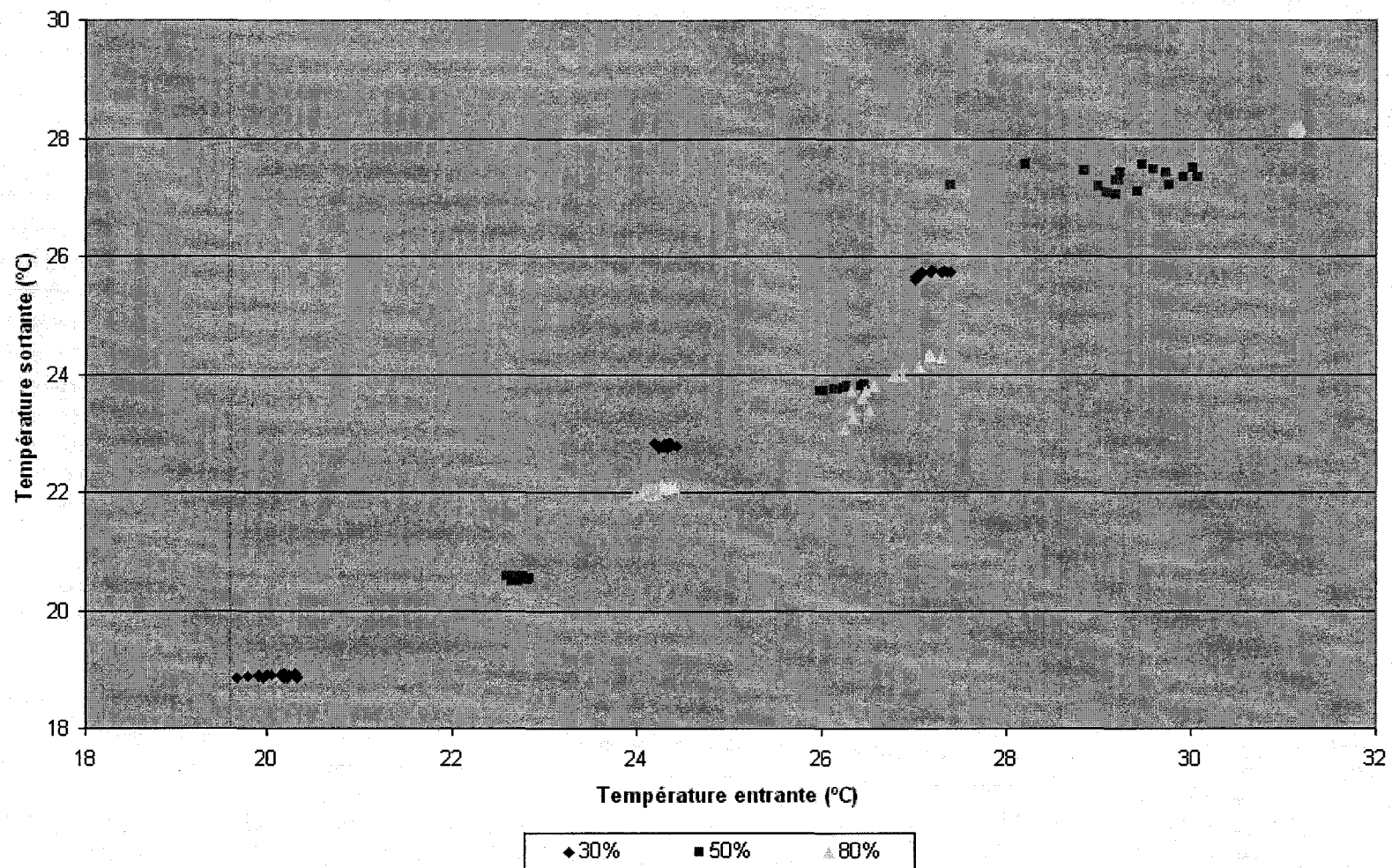
160 CFM, 2 heures



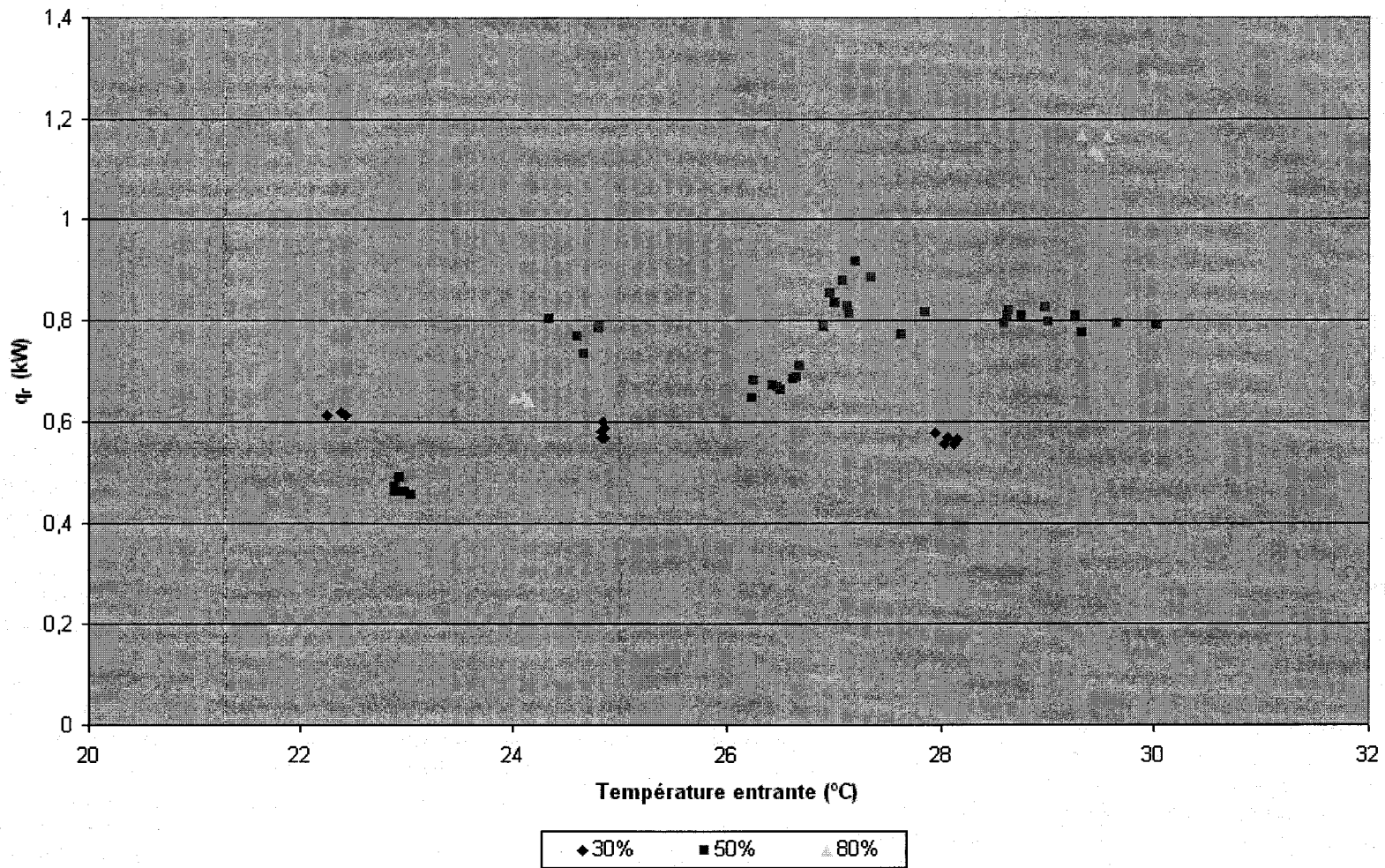
160 CFM, 4 heures



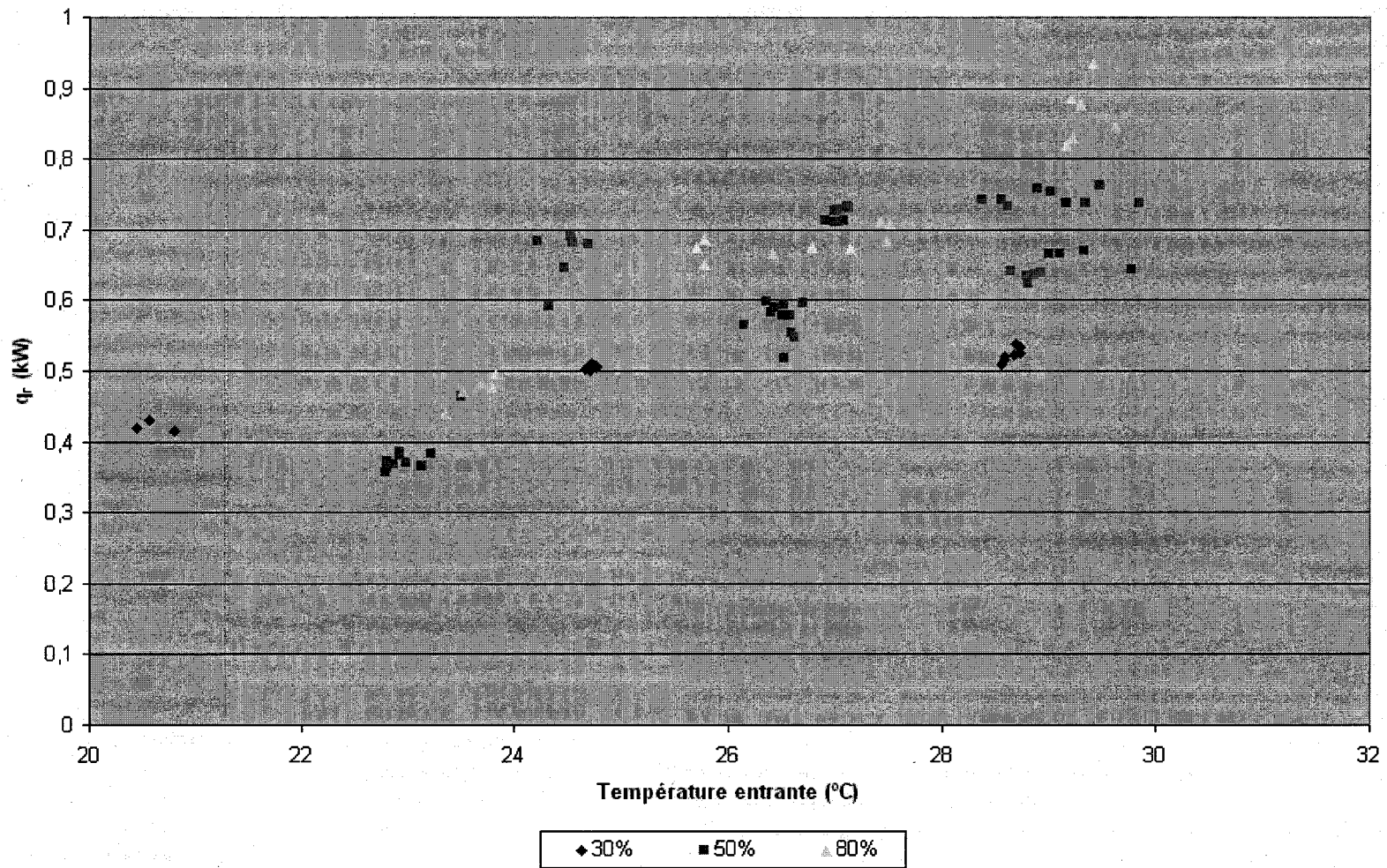
160 CFM, 8 heures



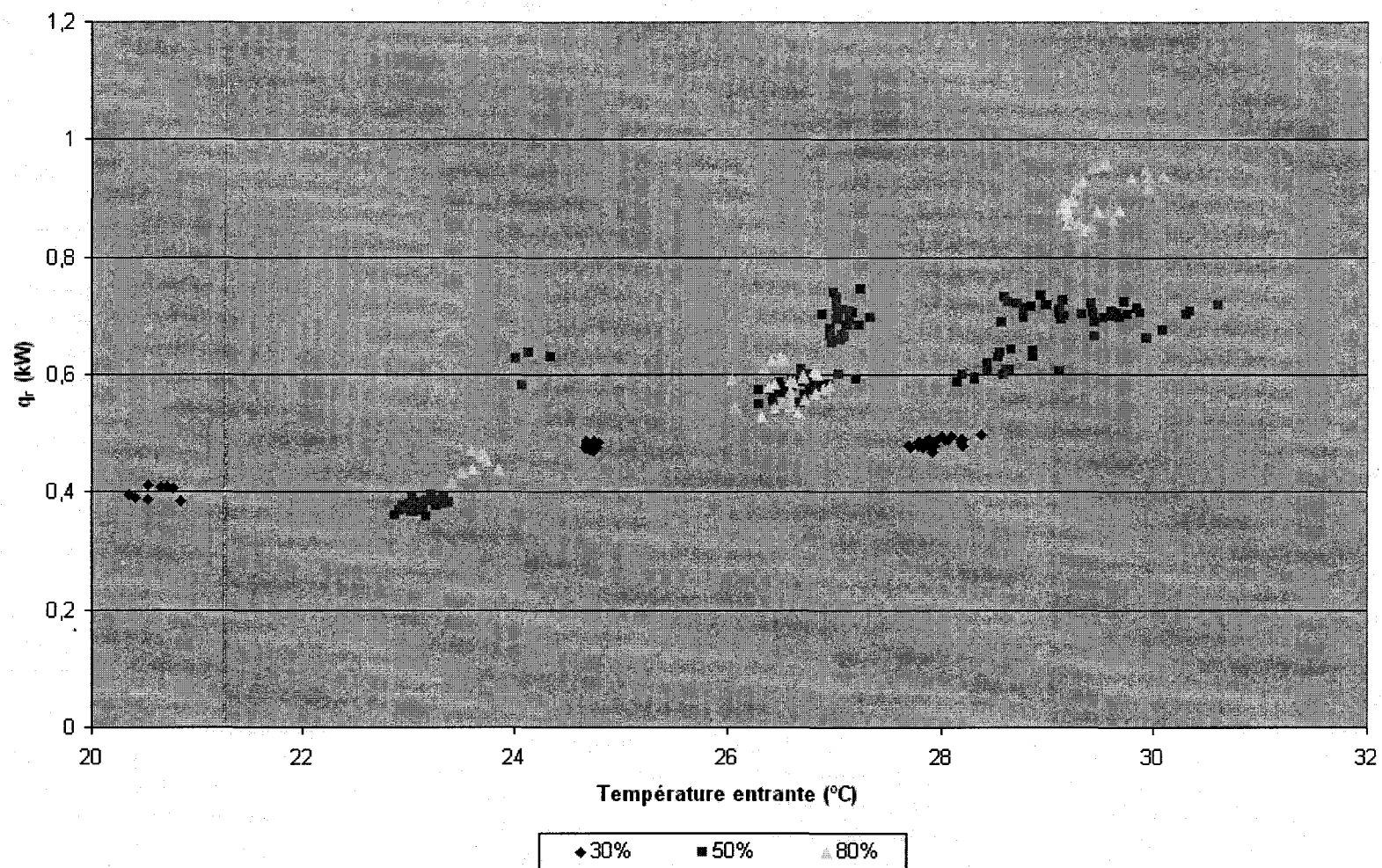
160 CFM, 5 minutes



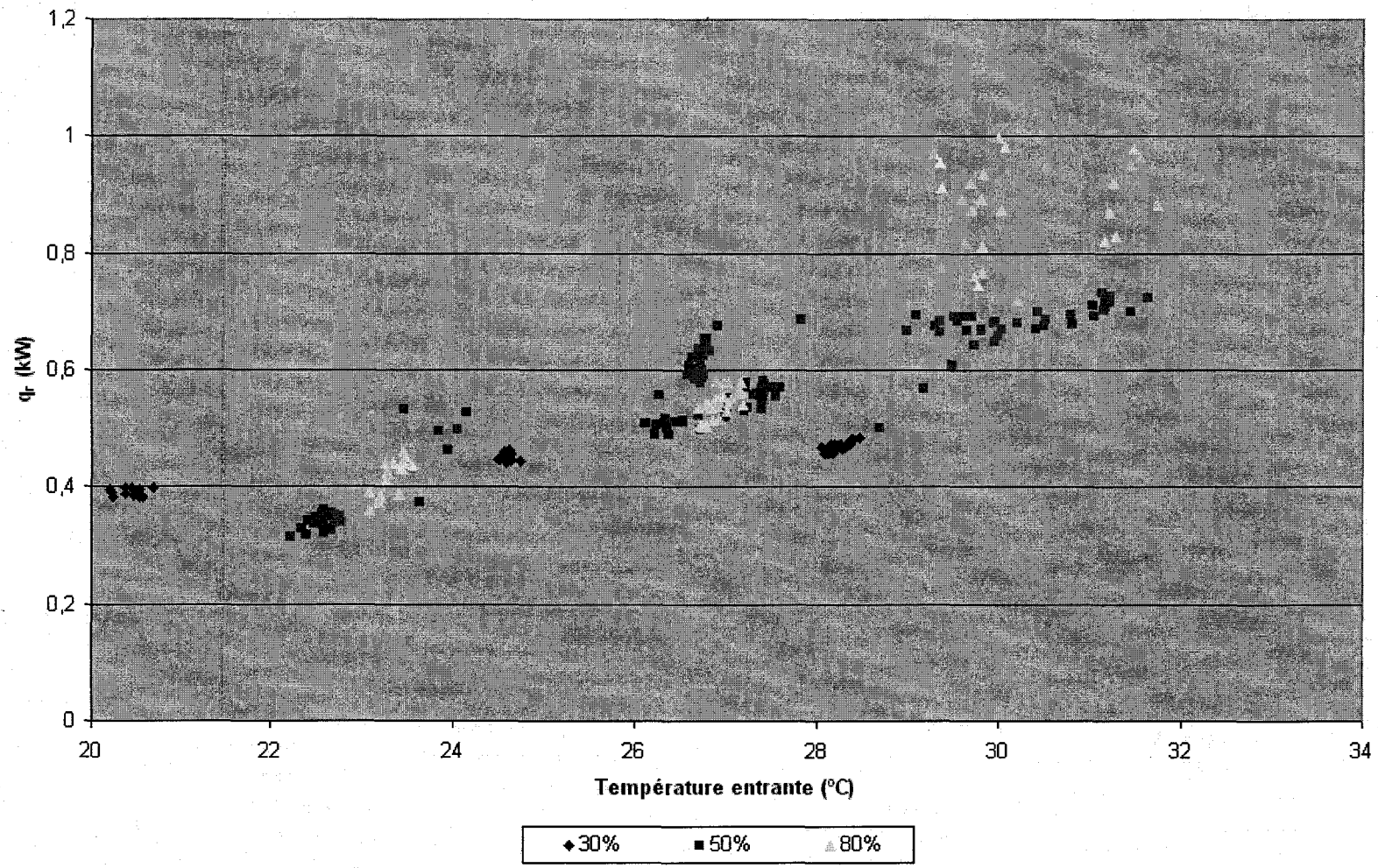
160 CFM, 15 minutes



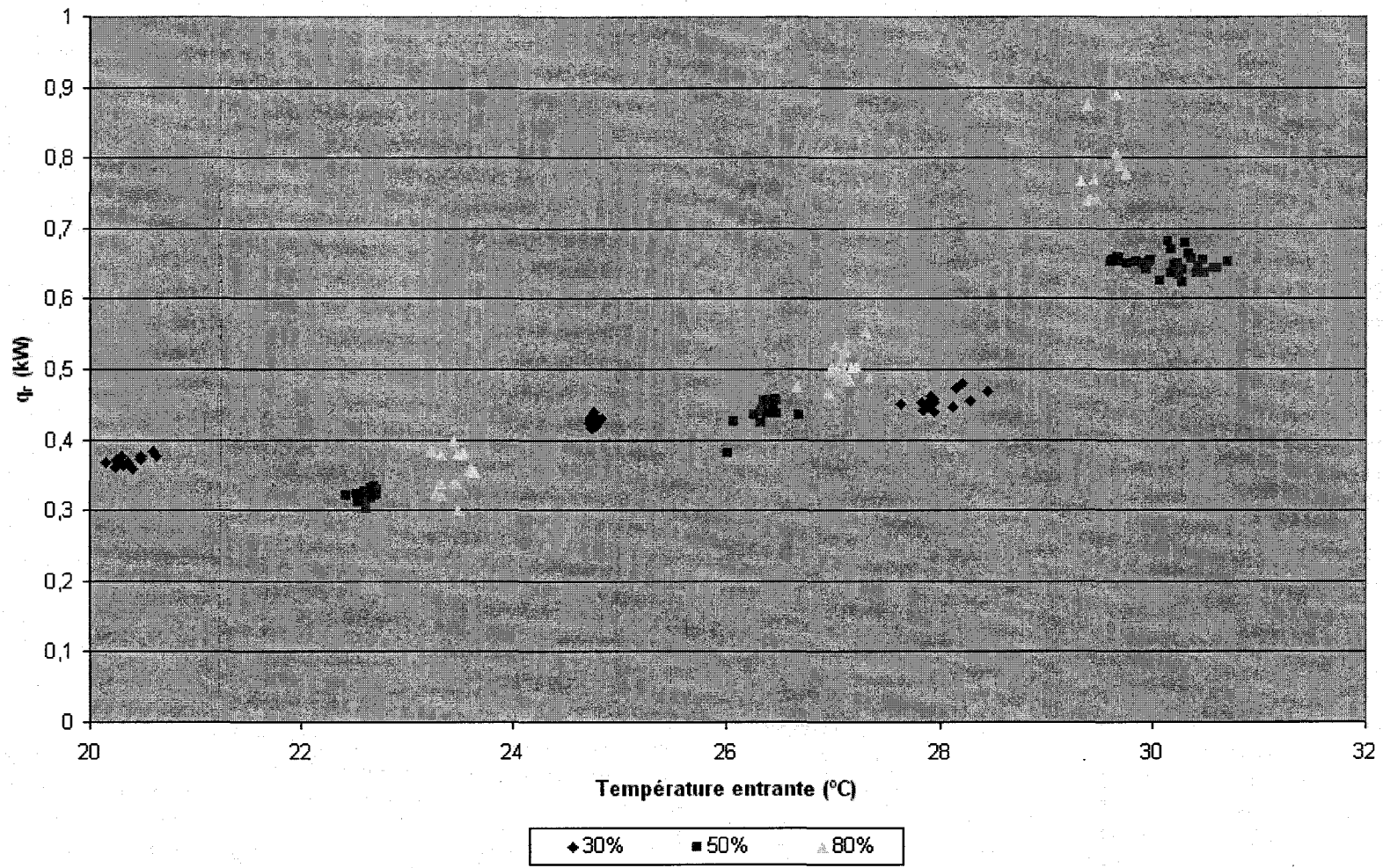
160 CFM, 30 minutes



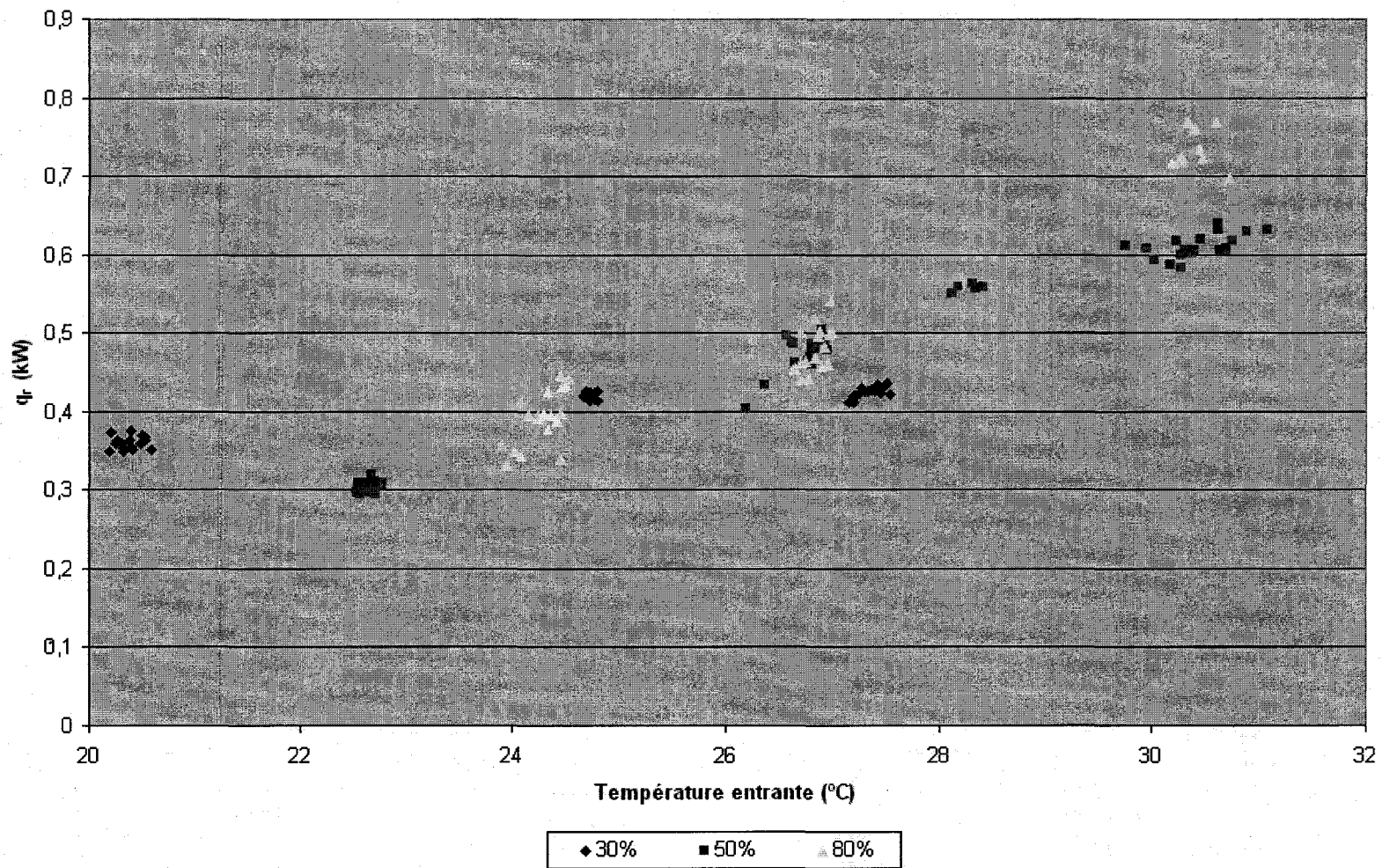
160 CFM, 1 heure



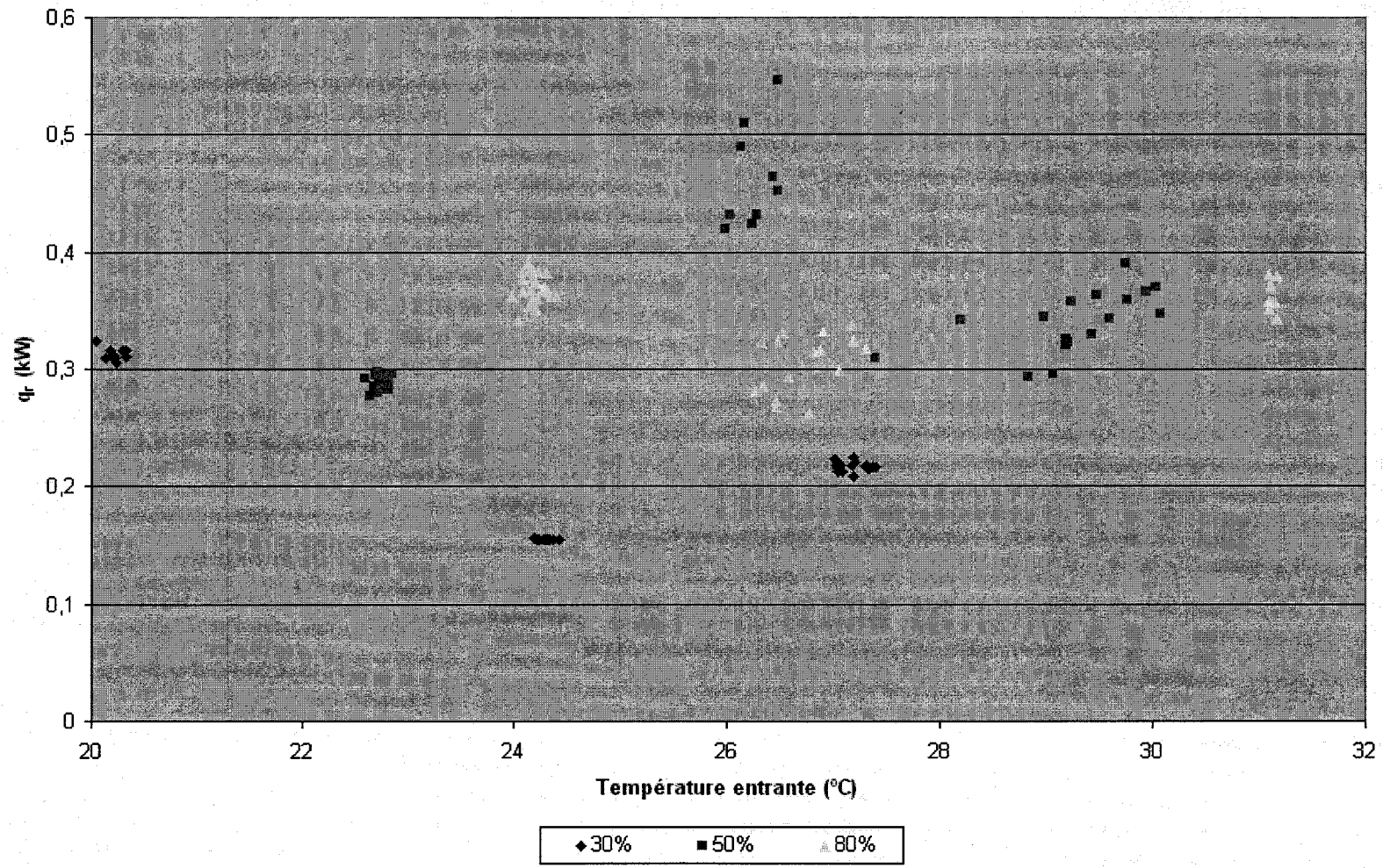
160 CFM, 2 heures



160 CFM, 4 heures



160 CFM, 8 heures



ANNEXE 3

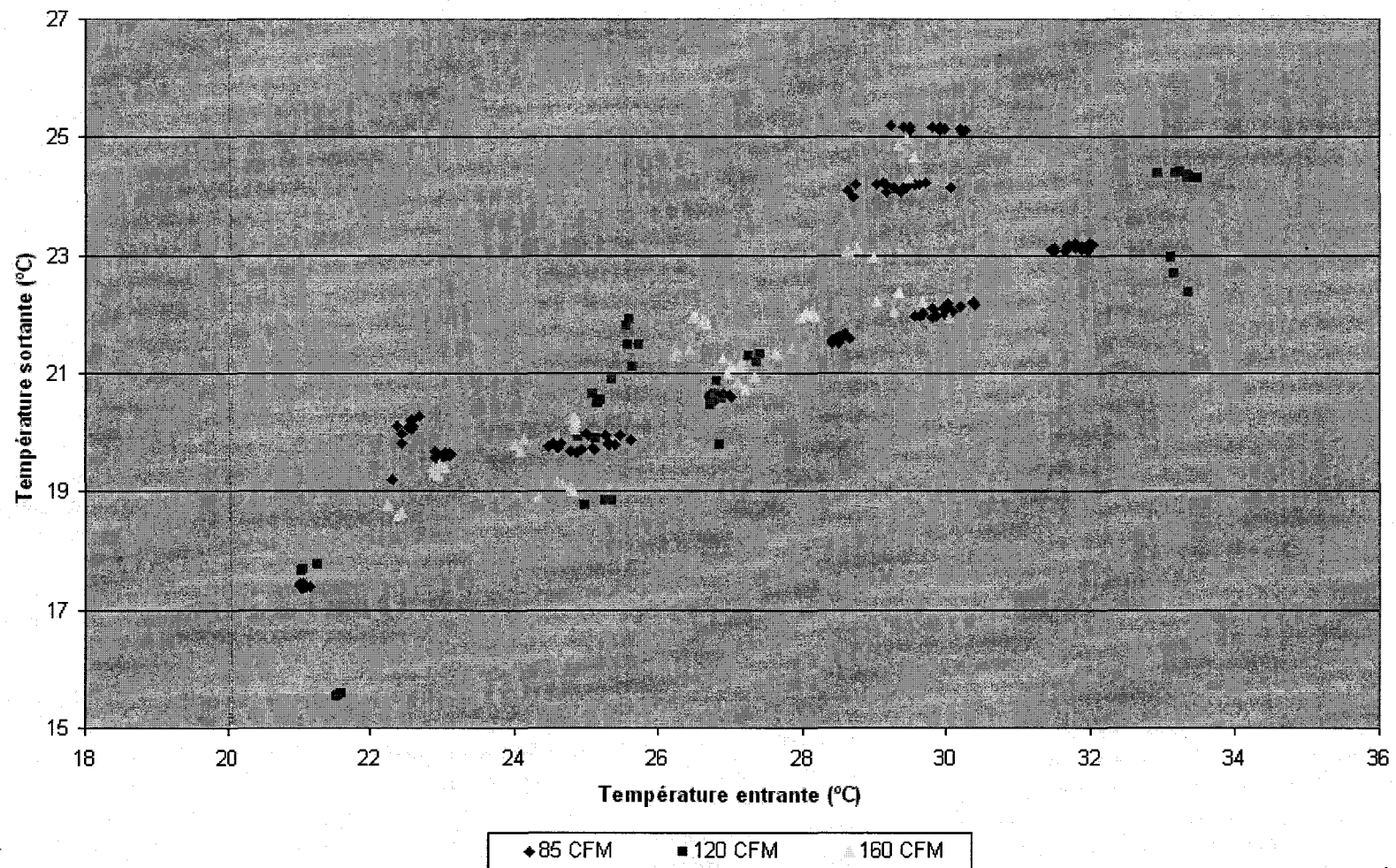
GRAPHIQUES COMPARATIFS - TEMPÉRATURE SORTANTE DE L'AIR EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE ENTRANTE, LE TEMPS ÉCOULÉ ET LE DÉBIT DE L'AIR

$$T_{air,out} \in \{T_{air,in}, t, \dot{Q}_{air}\}$$

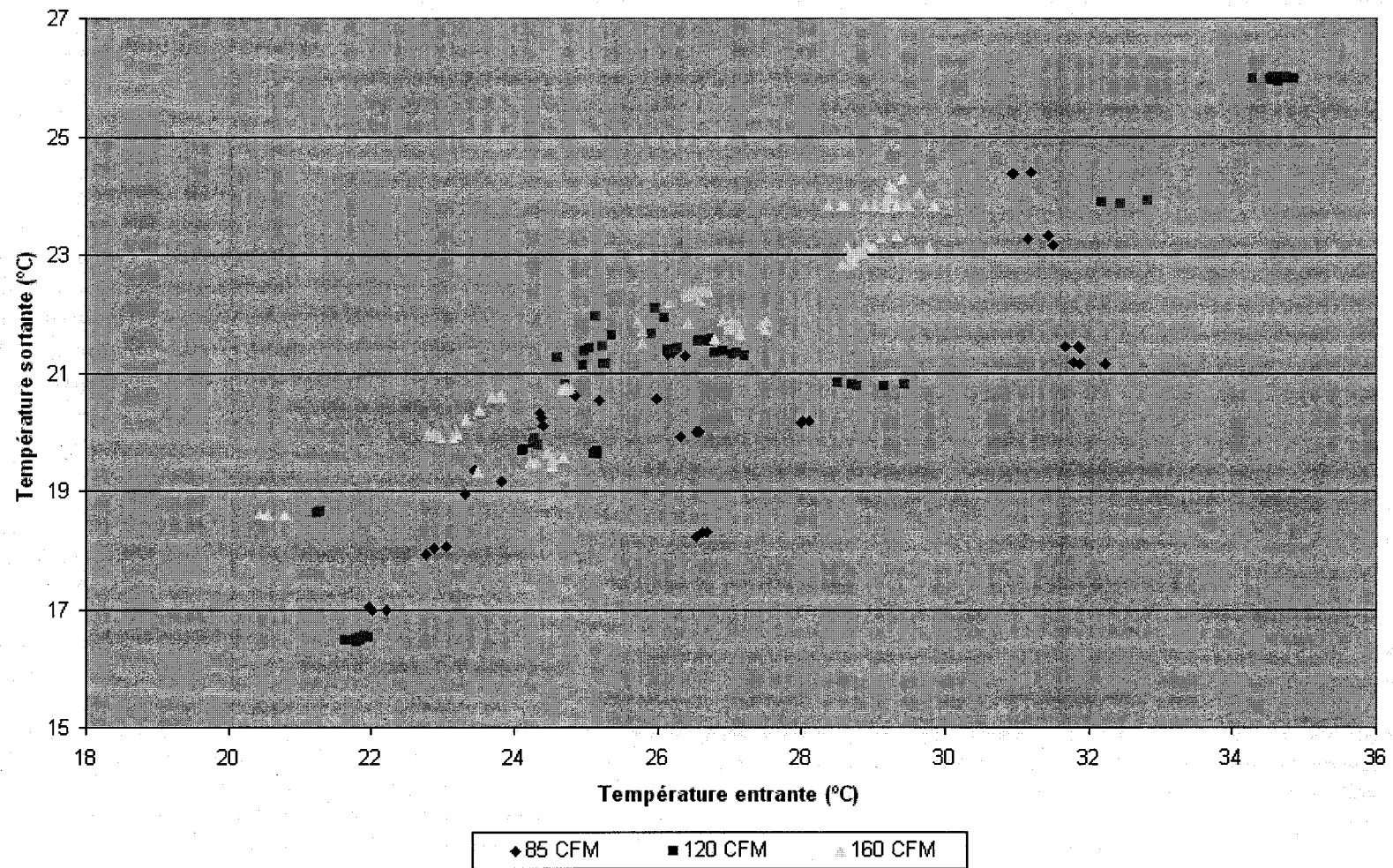
GRAPHIQUES COMPARATIFS - TRANSFERT DE CHALEUR EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE ENTRANTE, LE TEMPS ÉCOULÉ ET LE DÉBIT DE L'AIR

$$\dot{q}_r \in \{T_{air,in}, t, \dot{Q}_{air}\}$$

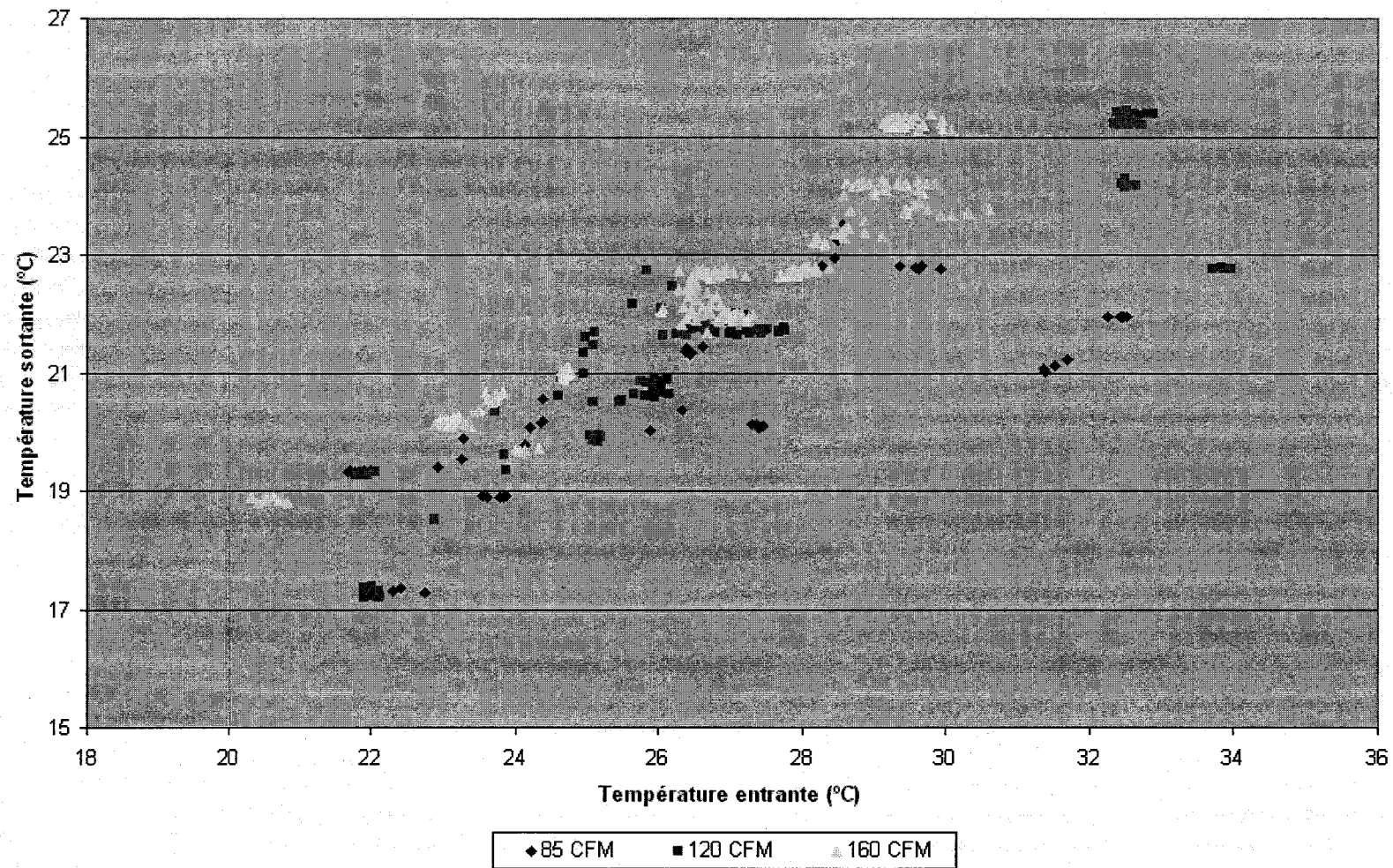
Toutes humidités confondues, 5 minutes



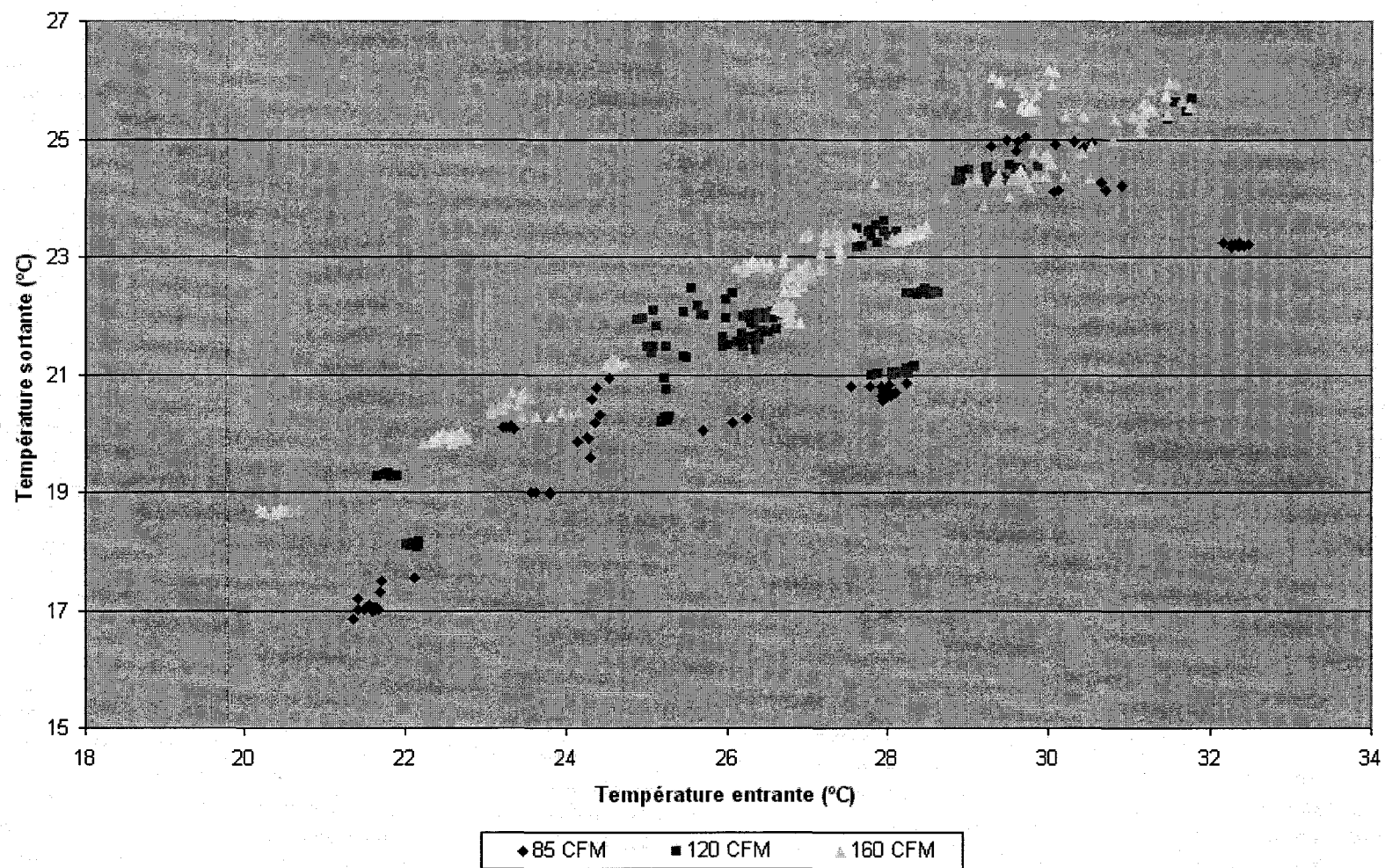
Toutes humidités confondues, 15 minutes



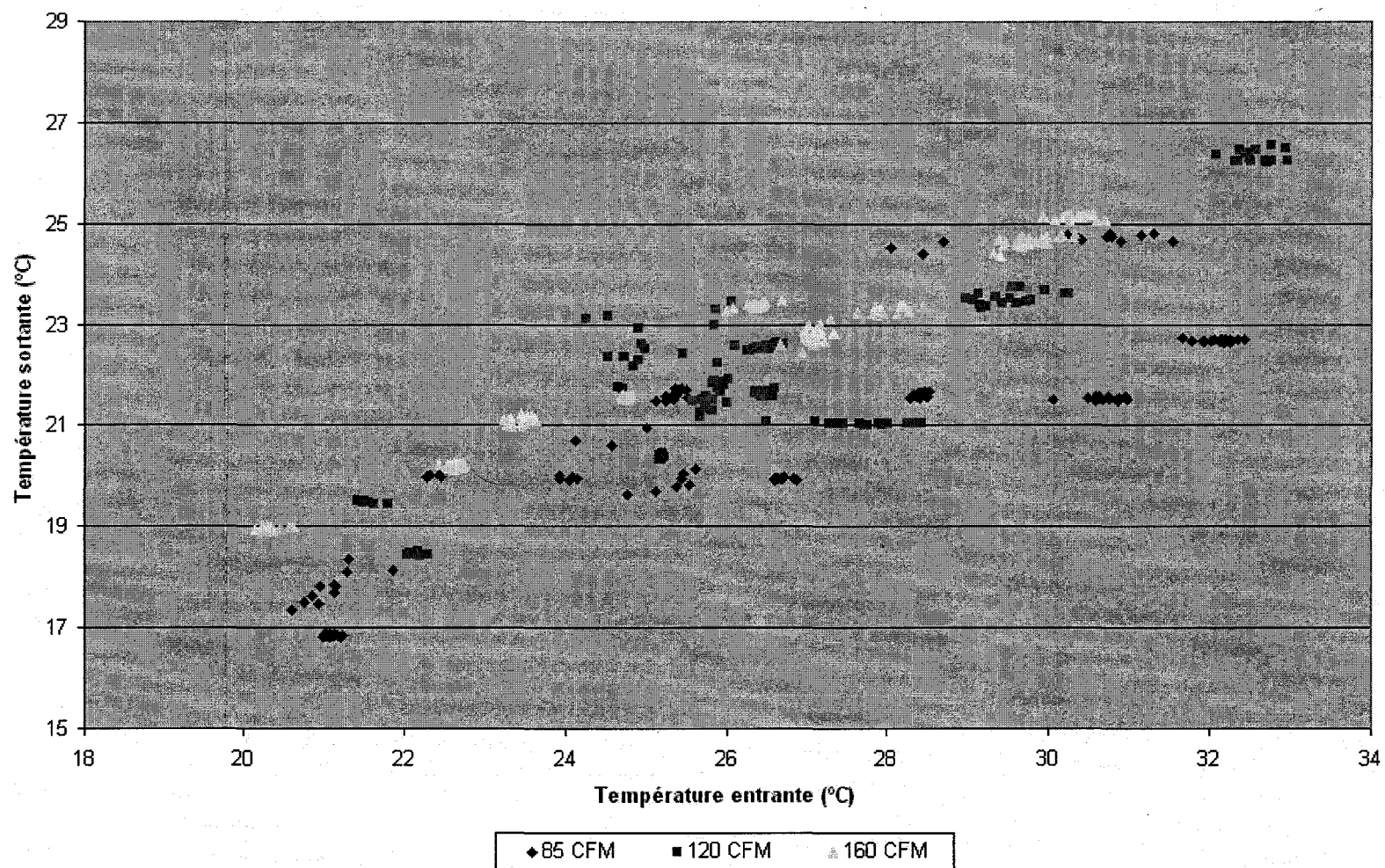
Toutes humidités confondues, 30 minutes



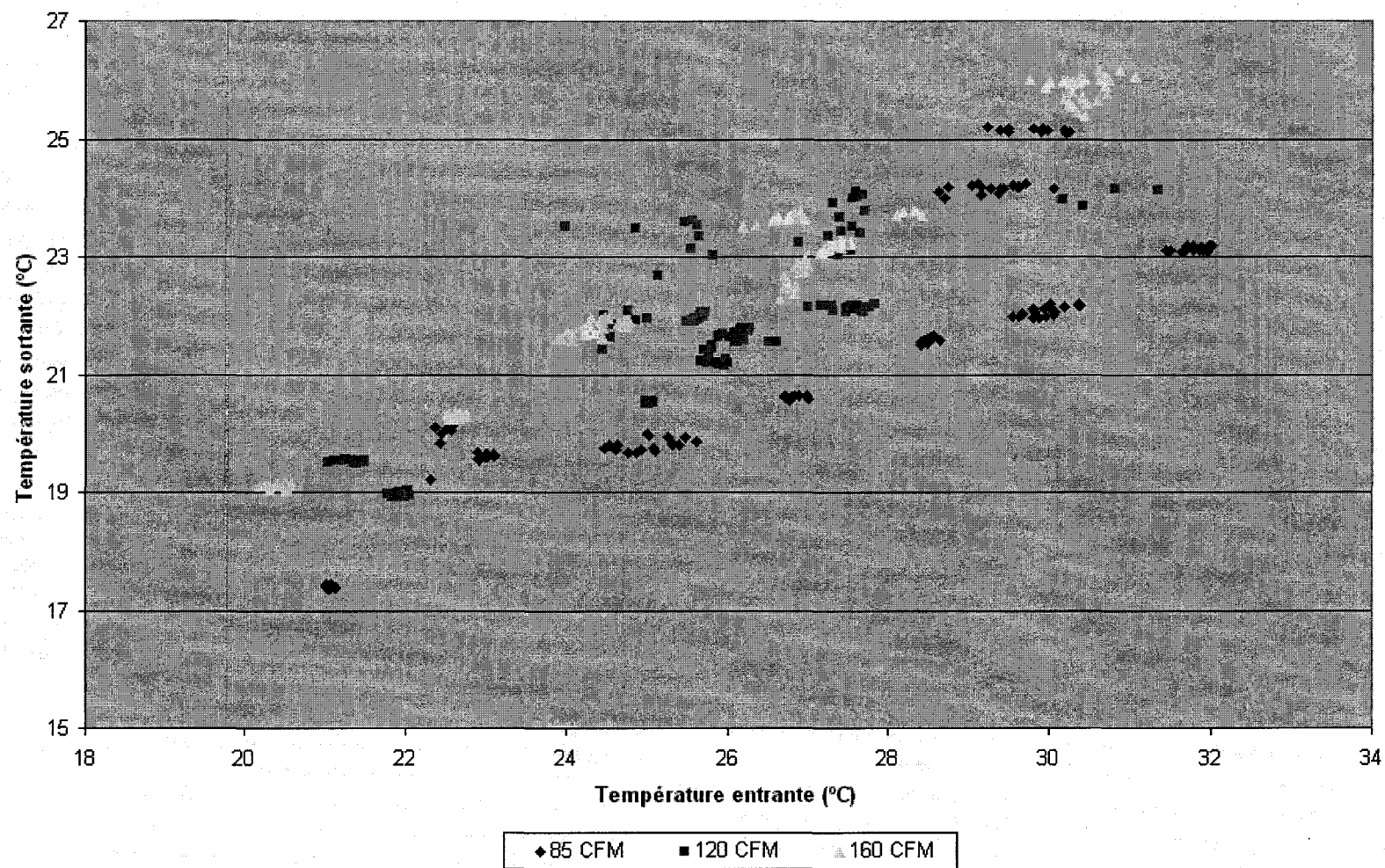
Toutes humidités confondues, 1 heure



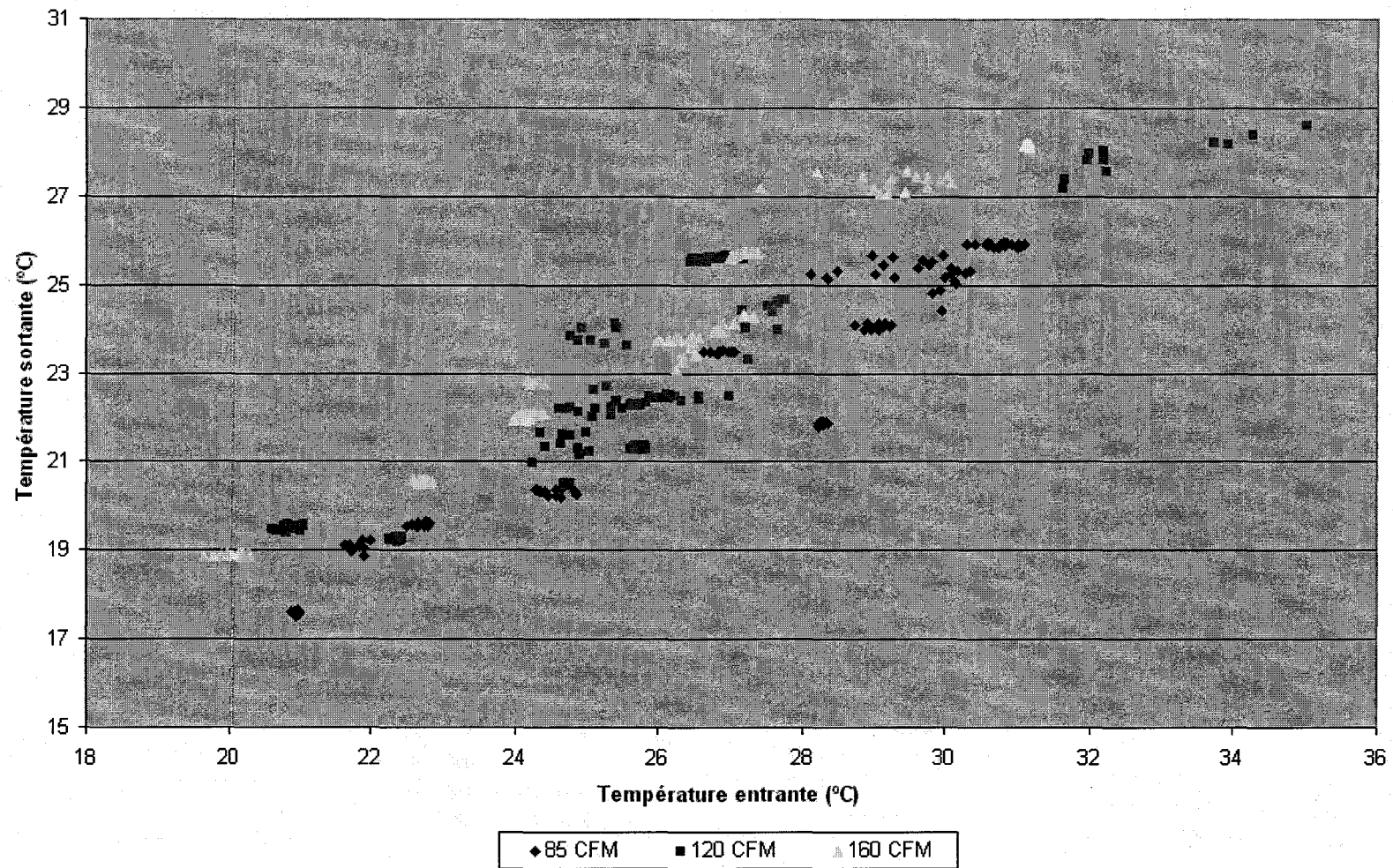
Toutes humidités confondues, 2 heures



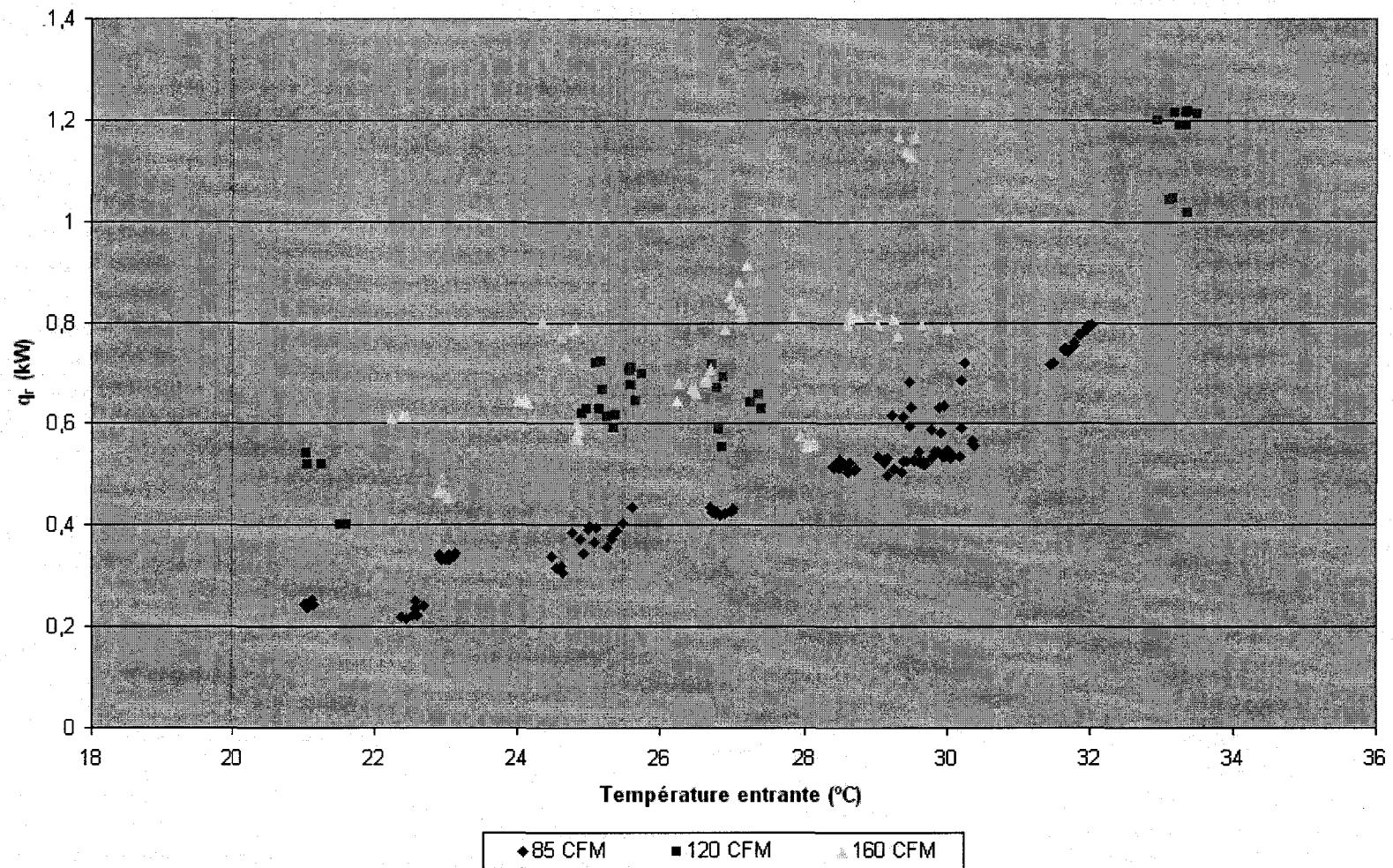
Toutes humidités confondues, 4 heures



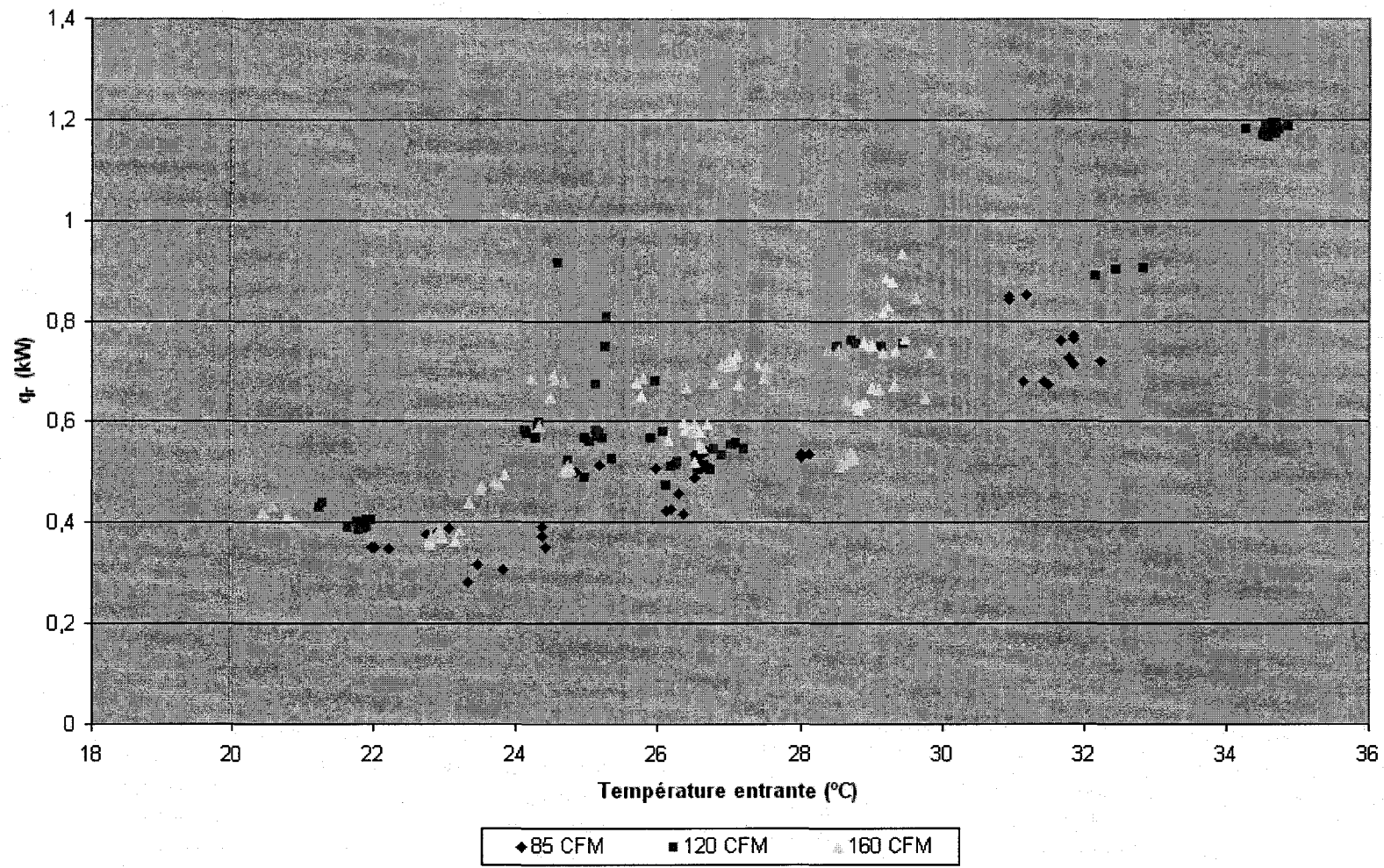
Toutes humidités confondues, 8 heures



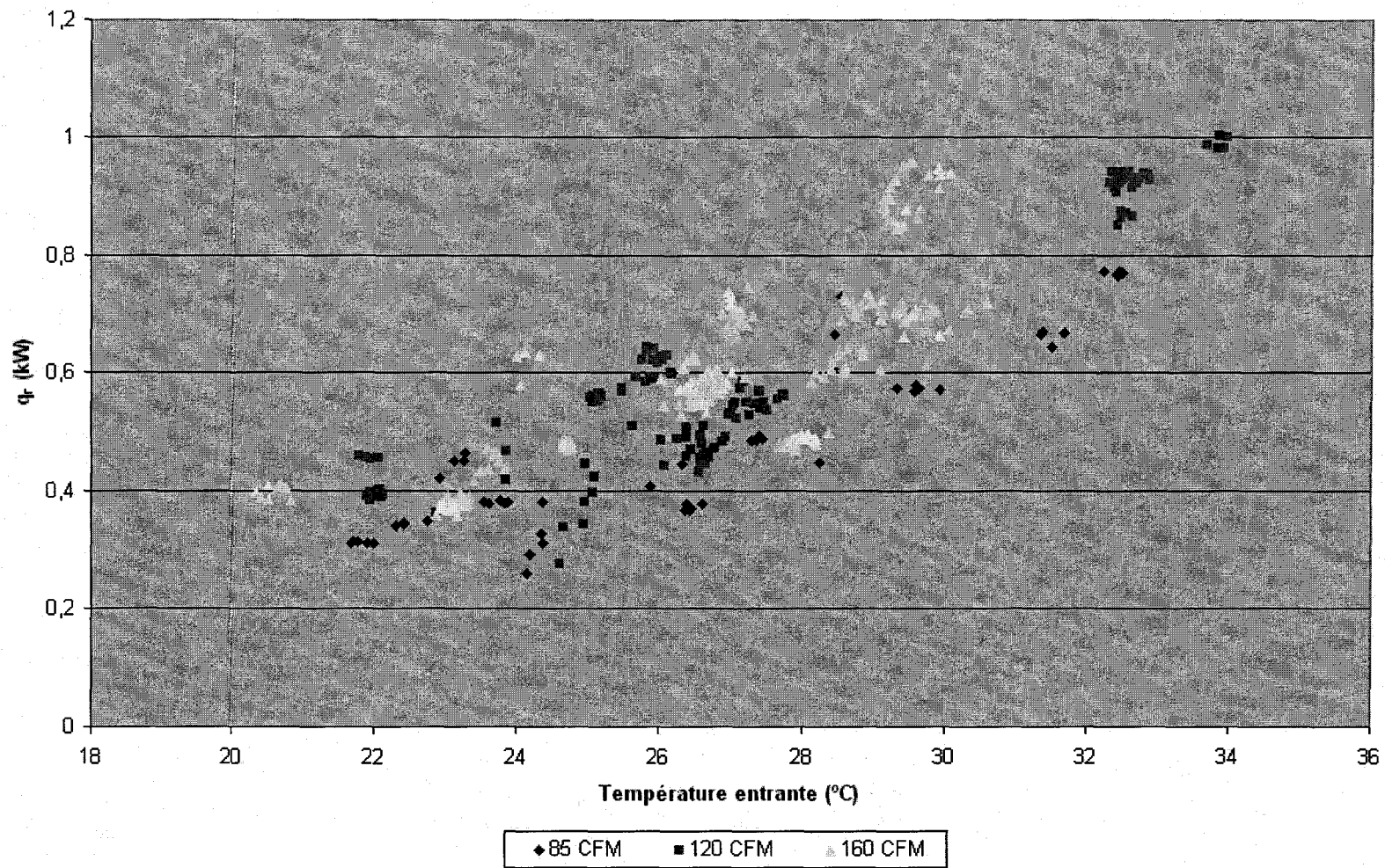
Toutes humidités confondues, 5 minutes



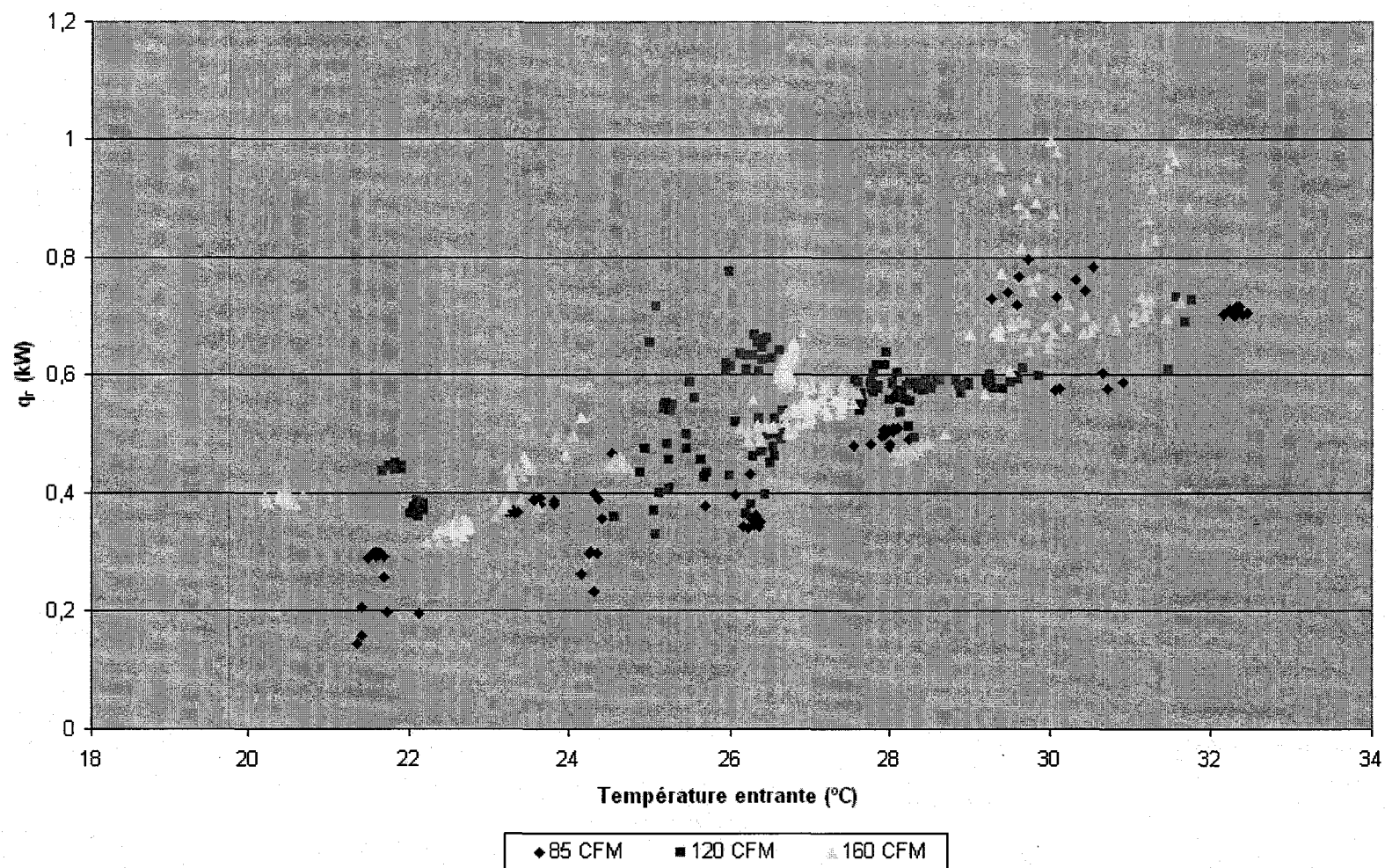
Toutes humidités confondues, 15 minutes



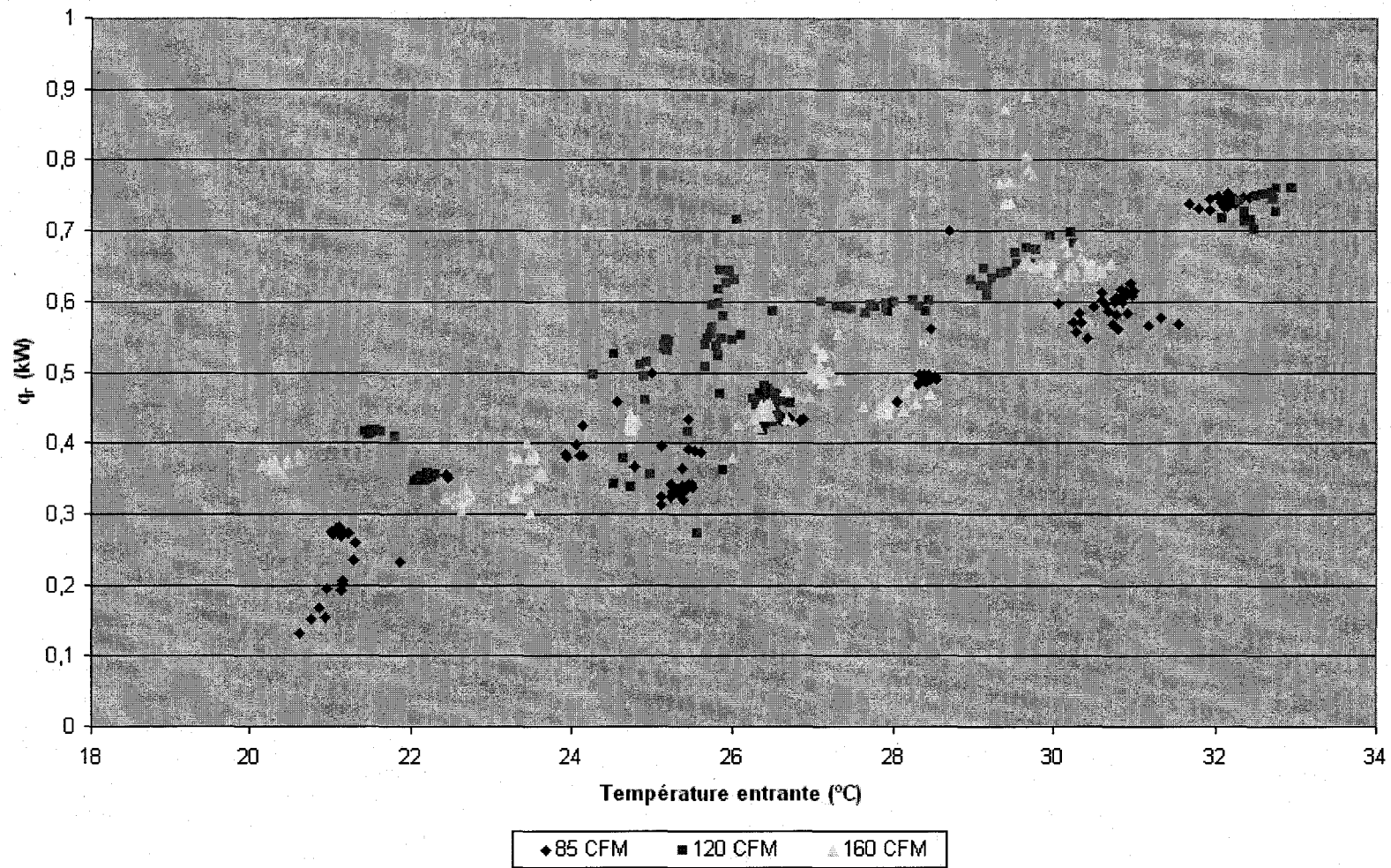
Toutes humidités confondues, 30 minutes



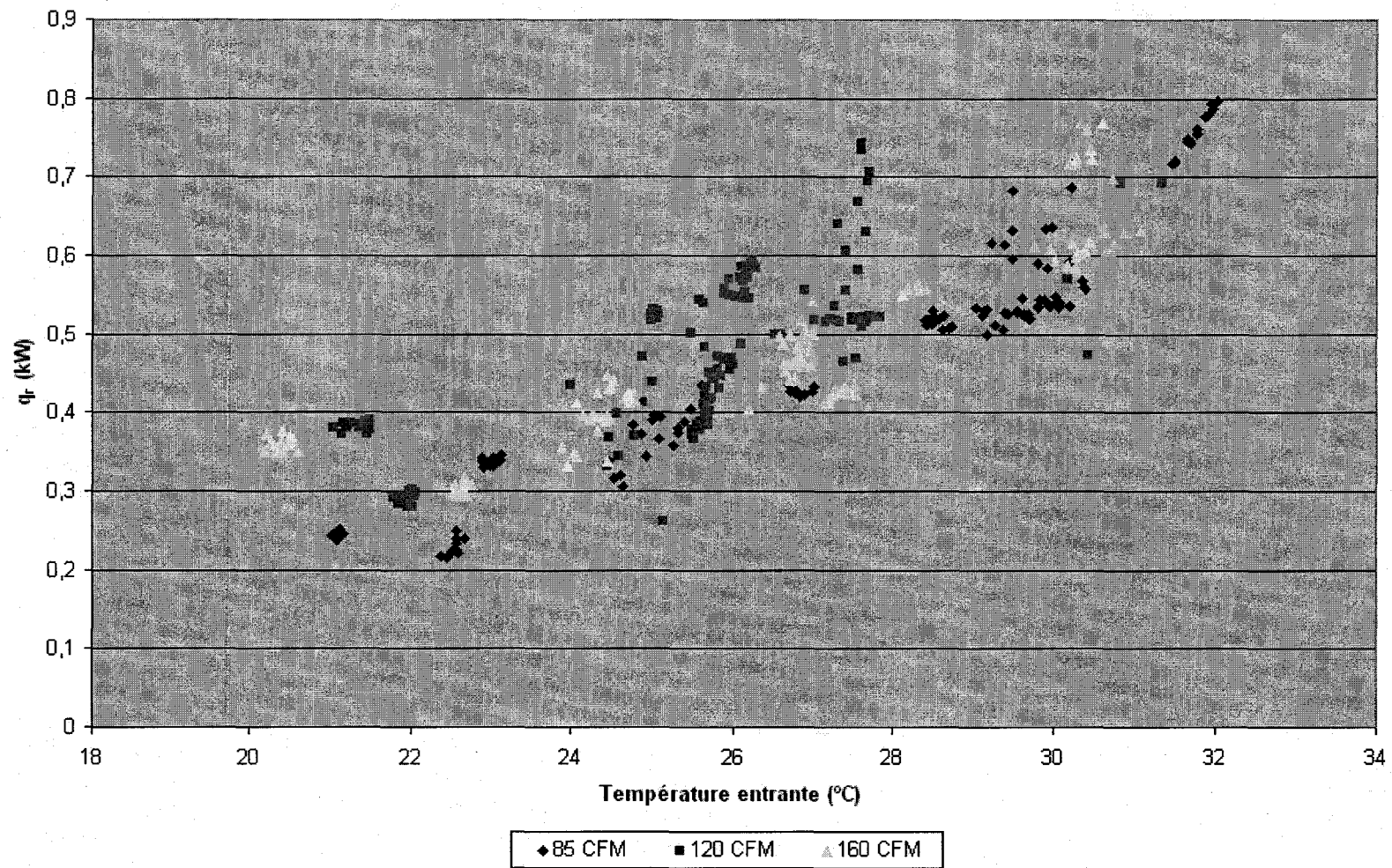
Toutes humidités confondues, 1 heure



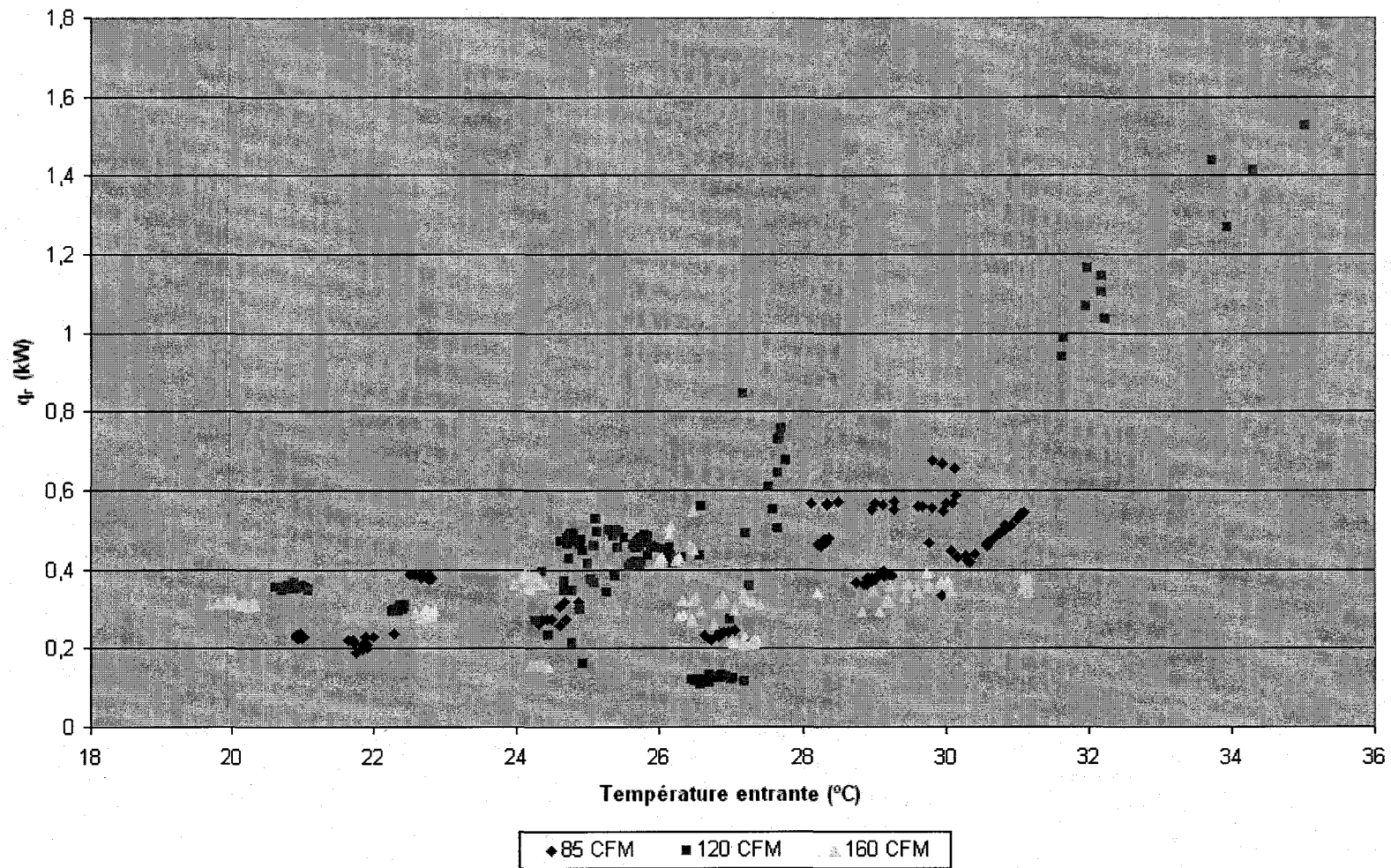
Toutes humidités confondues, 2 heures



Toutes humidités confondues, 4 heures



Toutes humidités confondues, 8 heures



ANNEXE 4

PROPRIÉTÉS THERMODYNAMIQUES ET MÉCANIQUES DU RÉFRIGÉRANT R-22

T (°C)	Pression (MPa)	Volume de la vapeur (m ³ /kg)	Densité de la vapeur (kg/m ³)	Densité du liquide (kg/m ³)	Enthalpie (kJ/kg)		Chaleur latente de fusion (kJ/kg)
					liquide	vapeur	
-90	0,004748	3,6939	0,270716587	1542	98,575	364,2	265,625
-85	0,007084	2,5394	0,39379381	1529	104,54	366,63	262,09
-80	0,010308	1,7883	0,559190292	1516	110,42	369,06	258,64
-75	0,014662	1,287	0,777000777	1503	116,21	371,49	255,28
-70	0,020424	0,94477	1,058458672	1490	121,92	373,91	251,99
-65	0,027914	0,70609	1,416250053	1476	127,58	376,32	248,74
-60	0,037491	0,53641	1,864245633	1463	133,18	378,72	245,54
-55	0,049556	0,41362	2,417678062	1449	138,74	381,1	242,36
-50	0,064549	0,3233	3,093102382	1435	144,27	383,45	239,18
-45	0,082947	0,25586	3,908387399	1421	149,77	385,77	236
-40,82	0,101325	0,21223	4,711869199	1408	154,37	387,69	233,32
-40	0,10527	0,2048	4,8828125	1406	155,26	388,06	232,8
-38	0,11542	0,1879	5,321979776	1400	157,46	388,96	231,5
-36	0,12632	0,17268	5,791058606	1394	159,66	389,86	230,2
-34	0,13801	0,15894	6,291682396	1388	161,86	390,75	228,89
-32	0,15053	0,14651	6,825472664	1382	164,06	391,64	227,58
-30	0,16391	0,13524	7,394262053	1376	166,26	392,52	226,26
-28	0,17821	0,12502	7,998720205	1370	168,46	393,39	224,93
-26	0,19346	0,11573	8,640801866	1364	170,67	394,25	223,58
-24	0,20969	0,10726	9,323140034	1358	172,89	395,1	222,21
-22	0,22696	0,09954	10,04621258	1352	175,1	395,95	220,85
-20	0,24531	0,09249	10,81197967	1346	177,33	396,79	219,46
-18	0,26477	0,08603	11,62385214	1340	179,56	397,62	218,06
-16	0,2854	0,08012	12,48127808	1333	181,79	398,43	216,64
-14	0,30724	0,0747	13,38688086	1327	184,04	399,24	215,2
-12	0,33034	0,06971	14,34514417	1321	186,29	400,04	213,75
-10	0,35474	0,06513	15,35390757	1314,6	188,55	400,83	212,28
-8	0,38049	0,0609	16,42036125	1308,1	190,82	401,61	210,79
-6	0,40763	0,05701	17,54078232	1301	193,1	402,37	209,27
-4	0,43622	0,05341	18,72308556	1294	195,39	403,12	207,73
-2	0,4663	0,05008	19,96805112	1288	197,69	403,87	206,18
0	0,49792	0,047	21,27659574	1281	200	404,59	204,59
2	0,53113	0,04415	22,65005663	1274	202,32	405,31	202,99

Annexe 4 (suite)

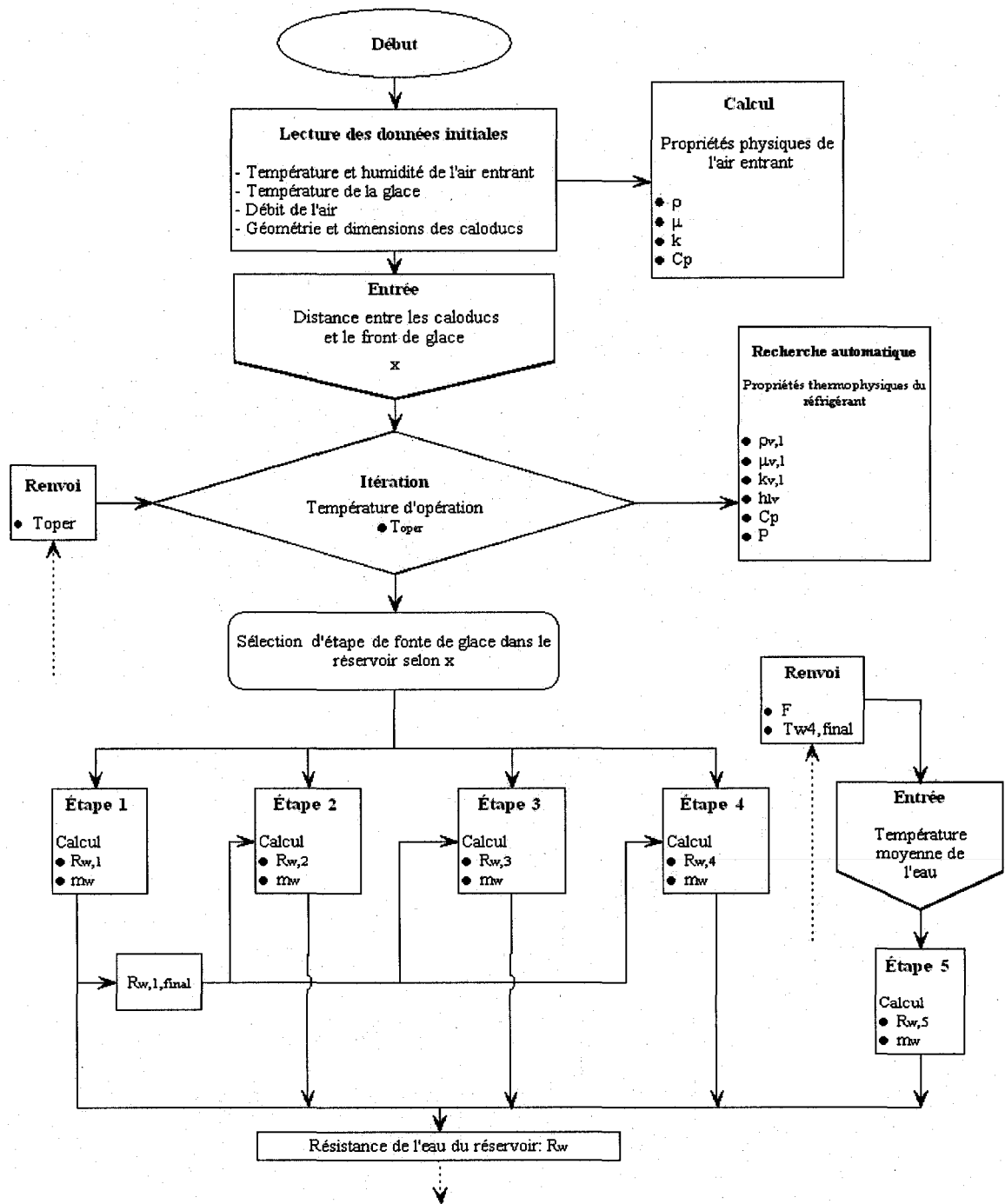
4	0,56599	0,0415	24,09638554	1268	204,66	406,01	201,35
6	0,60254	0,03904	25,6147541	1260	207,01	406,7	199,69
8	0,64083	0,03675	27,21088435	1253	209,37	407,37	198
10	0,68091	0,03462	28,88503755	1246,7	211,7	408,03	196,33
12	0,72285	0,03263	30,64664419	1239	214,15	408,67	194,52
14	0,76668	0,03078	32,48862898	1232	216,54	409,3	192,76
16	0,81246	0,02905	34,42340792	1225	219	409,9	190,9
18	0,86025	0,02743	36,45643456	1217,5	221,4	410,5	189,1
20	0,91009	0,02592	38,58024691	1210	223,85	411,06	187,21
22	0,96205	0,02451	40,7996736	1202	226,32	411,61	185,29
24	1,0162	0,02318	43,14063848	1195	228,8	412,14	183,34
26	1,0725	0,02193	45,5996352	1187	231,31	412,65	181,34
28	1,1312	0,02076	48,16955684	1178	233,83	413,13	179,3
30	1,1921	0,01967	50,83884087	1171	236,4	413,6	177,2
32	1,2555	0,01863	53,67686527	1162,6	238,94	414,03	175,09
34	1,3213	0,01766	56,62514156	1154	241,52	414,45	172,93
36	1,3896	0,01674	59,73715651	1146	244,13	414,83	170,7
38	1,4605	0,01588	62,97229219	1137	246,75	415,19	168,44
40	1,534	0,01506	66,40106242	1128	249,4	415,52	166,12
42	1,6102	0,01429	69,9790063	1119	252,07	415,82	163,75
44	1,6892	0,01356	73,74631268	1106	254,77	416,08	161,31
46	1,771	0,01287	77,7000777	1101	257,49	416,31	158,82
48	1,8556	0,01221	81,9000819	1091	260,24	416,5	156,26
50	1,9432	0,01159	86,28127696	1082	263,02	416,65	153,63
52	2,0339	0,01101	90,82652134	1072	265,83	416,75	150,92
54	2,1276	0,01045	95,6937799	1062	268,67	416,81	148,14
56	2,2244	0,009915	100,8572869	1051	271,55	416,83	145,28
58	2,3245	0,009409	106,2812201	1041,3	274,46	416,79	142,33
60	2,4279	0,008927	112,0197155	1030,3	277,41	416,69	139,28
65	2,7015	0,007816	127,9426817	1001,3	284,98	416,16	131,18
70	2,9975	0,006819	146,6490688	969,68	292,88	415,14	122,26
75	3,3175	0,005917	169,0045631	934	301,22	413,46	112,24
80	3,6633	0,005086	196,6181675	893	310,18	410,88	100,7
85	4,037	0,004301	232,5040688	845	320,13	406,9	86,77
90	4,4413	0,003517	284,3332386	780	331,96	400,29	68,33
95	4,8808	0,002547	392,6187672	660	350,67	384,95	34,28
96,15	4,988	0,00195	512,8205128	513	368,1	368,1	0

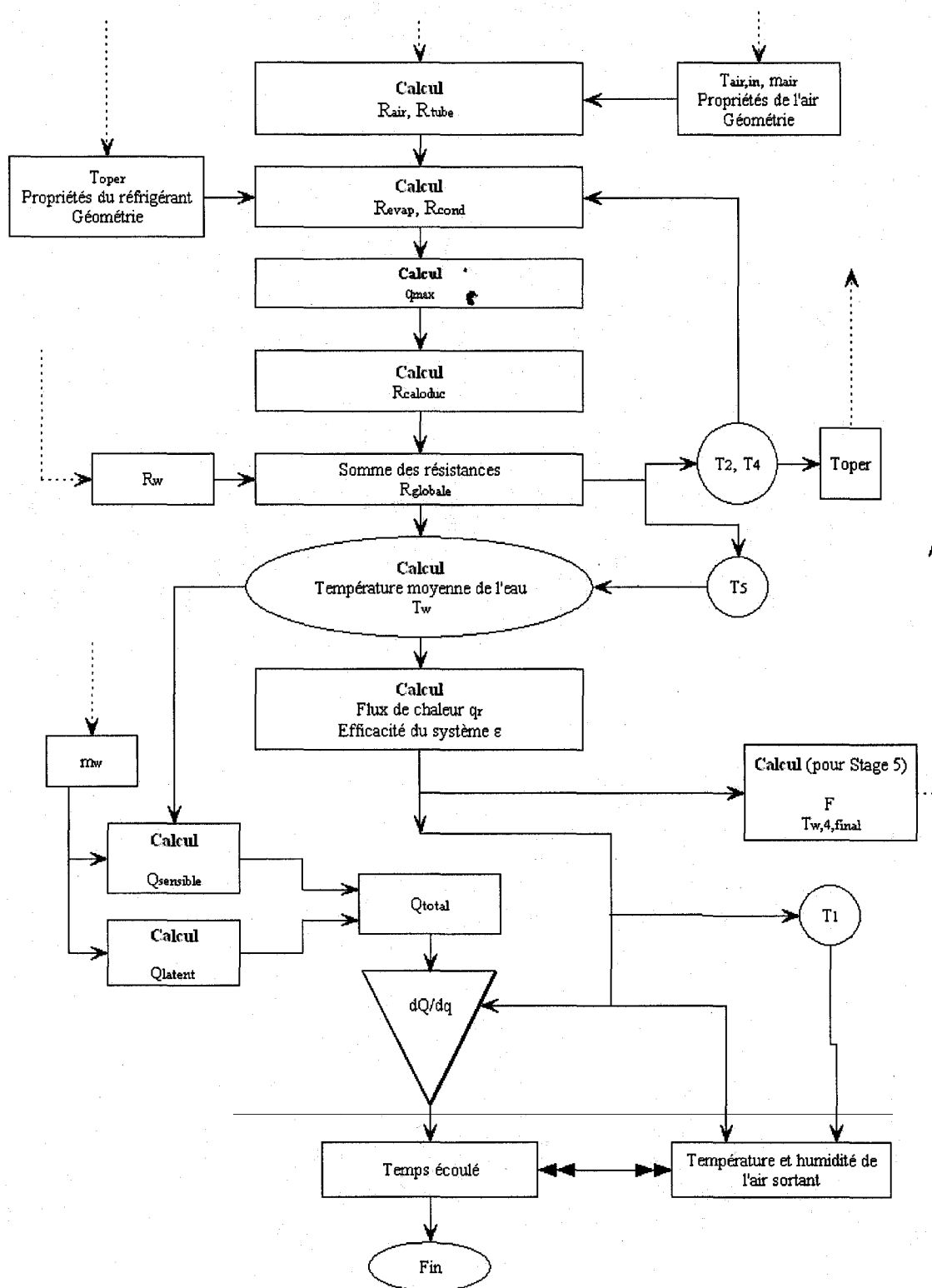
Annexe 4 (suite)

T (°C)	Viscosité du liquide saturé (N.s)	Viscosité de la vapeur saturée (N.s.)	Conductivité thermique du liquide saturé W/m.°C	Conductivité thermique de la vapeur saturée W/m.°C	Chaleur spécifique de la vapeur saturée J/kg.°C
-103,15	0,00077		0,1512		490
-93,15	0,000647		0,1463		510
-83,15	0,000554		0,1414		520
-73,15	0,000481	0,00000868	0,1365	0,0047	530
-63,15	0,000424	0,00000912	0,1316	0,0054	550
-53,15	0,000378	0,00000956	0,1266	0,006	580
-43,15	0,00034	0,00001	0,1217	0,0067	600
-38,74	0,000325	0,00001019	0,1195	0,007	610
-33,15	0,000309	0,00001043	0,1167	0,0074	630
-23,15	0,0002824	0,00001087	0,1117	0,0081	650
-13,15	0,0002602	0,00001132	0,1068	0,0087	670
-3,15	0,0002412	0,0000118	0,1018	0,0093	700
6,85	0,0002248	0,00001233	0,0968	0,0099	740
16,85	0,0002105	0,0000129	0,0918	0,0105	790
26,85	0,000198	0,0000135	0,0868	0,0111	850
36,85	0,000187	0,00001415	0,0818	0,0117	940
46,85	0,0001772	0,00001485	0,0769	0,0123	1040
56,85	0,000167	0,0000156	0,0721	0,0131	1170
66,85	0,00015	0,0000164	0,0668	0,0141	1320
76,85	0,000132	0,0000177	0,0599	0,0162	1490
86,85	0,000105	0,0000199	0,0509	0,0201	1750
96,15	0,000030,5	0,0000305			

ANNEXE 5

ORGANIGRAMME DU PROGRAMME DE CALCUL THÉORIQUE DÉTAILLÉ





BIBLIOGRAPHIE

- [1] Zhu, Y., Zhang Y., "Modeling of internal melt ice-on-coil tank", Building Simulation '99, Sept 1999, Kyoto, Japan.
- [2] Stewart, W.E. Jr., Gute, G.D., Saunders, C., Stickler, L.A., "Icepak-Modeling the ice-filling and ice-melting processes of thermal energy storage tanks", ASHRAE Transactions 101(1), 1995.
- [3] Aoyama, S., Inaba, H. "Melting characteristics of ice water slurry by warm air bubbling", International Journal of Thermal Sciences, no. 40, 2001, pp.724-737.
- [4] Choi, I.S., Kim, J.D. Kim, E., Yoon, J.I., "Experimental characteristics of a storage tank on a harvest-type ice storage system", International Journal of Heat and Mass Transfer, no. 45, 2002, pp.1407-1412.
- [5] Horbaniuc, B., Dumitrascu, G. and Popescu, A. "Mathematical models for the study of solidification within a longitudinally finned heat pipe latent heat thermal storage system", Energy Conversion & Management, no. 40, 1999, pp.1765-1774.
- [6] Lee, A.H., Jones, J.W., "Modeling of an ice-on-coil thermal energy storage system", Energy Conversion Management, Vol. 37, No. 10, 1996, pp.1493-1507.
- [7] Reay, D.A., Dunn, P.D., "Heat Pipes", 3rd. Edition, Pergamon Press, 1982.
- [8] Leblanc, W., Sami, S., "Étude numérique et expérimentale du comportement des réfrigérants non-azeotropiques dans un caloduc", Mémoire de Maîtrise, Université de Moncton, Canada, 1991.
- [9] Feldman, K.T., Jr., Srinivasan, R., "Investigation of heat transfer limits in two-phase closed thermosyphons", Proceedings of the Vth International Heat Pipe Conference, Tsukuba Science City, Japan, 1984.
- [10] Holman, J.P., "Heat Transfer", 8th Edition, McGraw-Hill Publications, New York, 1997.
- [11] Sami, S., "Calculs préliminaires pour système de refroidissement de couchette de camion", 2002.
- [12] Stewart, W.E. Jr., Gute, G.D., Chandrasekharan, J., Saunders, C.K., "Modeling of the melting process of ice stores in rectangular thermal energy storage tanks with multiple openings", ASHRAE Transactions 10(), 1995.

- [13] Yamada, M., Fukusako, S., Kawanami, T. "*Performance analysis on the liquid-ice thermal storage system for optimum operation*", International Journal of Refrigeration, no. 25, 2002, pp.267-277.
- [14] Jekel, T.B., Mitchell, J.W., Klein, S.A., "*Modeling of Ice-Storage Tanks*", ASHRAE Transactions, Vol. 99(1), 1993, pp.1016-1024.
- [15] Neto, J.H.M., Krarti, M., "*Deterministic Model for an Internal Melt Ice-on-Coil Thermal Storage Tank*", ASHRAE Transactions, 1997 Part A1, pp.125-138.
- [16] Vick, B., Nelson, D.J., Yu, X., "*Model of an Ice-on-pipe brine thermal storage component*", ASHRAE Transactions, Vol. 102(1), 1996, pp.55-62.
- [17] Sasaguchi, K., Viskanta, R., "*Phase-change heat transfer during melting and resolidification of melt around cylindrical heat source(s) sinks*", Journal of Energy Resources Technology, 1989.
- [18] Larkins, B.S., "*An Experimental Study of the Two-Phase Thermosiphon Tube*", Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineers, Vol. 14, No. 6, 1971.
- [19] Negishi, K., Sawada, T., "*Heat Transfer Performance of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon*", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 26, No. 8, 1983, pp.1207-1213.
- [20] Bezrodnyi, M.K., "*The Upper Limit of Maximum Heat Transfer Capacity of Evaporative Thermosyphons*", Heat Engineering, Vol. 25, No. 8, 1978, pp.63-66.
- [21] Peterson, G.P., "*An Introduction to Heat Pipes Modeling, Testing, and Applications*", John Wiley and Sons Inc., 1994.
- [22] Brennan, P.J., Kroliczek, E.J., "*Heat Pipe Design Handbook*", B&K Engineering, NASA Contract No. NAS5-23406, June 1979.
- [23] Larkin, B.S., "*An Experimental study of the temperature profiles and heat transfer coefficients in a heat pipe for a heat exchanger*", Proceedings of the IVth International Heat Pipe Conference, Pergamon Press, New York, pp. 177-191.
- [24] Gersey et al., "*Gravity-Assisted Heat Pipes using Micro-Fin Tubes for Applications in Air-to-Air Heat Exchangers*", ASHRAE Transactions, Vol. 96, 1990.
- [25] American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, "*ASHRAE Fundamentals Handbook, SI Edition*", 1989.
- [26] Perry, R.H., Green, D.W., "*Perry's Chemical Engineer's Handbook (7th edition)*", McGraw-Hill Publications, New York, 1997.

- [27] Worcester Polytechnic Institute, "*Air Properties Plots*",
<http://users.wpi.edu/~ierardi/PDF>, 1999.